

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2000-199548
(P2000-199548A)

(43) 公開日 平成12年7月18日 (2000.7.18)

(51) Int.Cl.

F 1 6 H 3/62

識別記号

F I

F 1 6 H 3/62

テマコード (参考)

A 3 J 0 2 8

Z

審査請求 未請求 請求項の数15 O L (全 25 頁)

(21) 出願番号 特願平11-135031
(22) 出願日 平成11年5月14日 (1999.5.14)
(31) 優先権主張番号 特願平10-262313
(32) 優先日 平成10年9月1日 (1998.9.1)
(33) 優先権主張国 日本 (J P)
(31) 優先権主張番号 特願平10-294468
(32) 優先日 平成10年9月30日 (1998.9.30)
(33) 優先権主張国 日本 (J P)
(31) 優先権主張番号 特願平10-325983
(32) 優先日 平成10年10月30日 (1998.10.30)
(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000100768
アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
愛知県安城市藤井町高根10番地
(72) 発明者 塚本 一雅
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ
ン・エイ・ダブリュ株式会社内
(72) 発明者 早瀬 正宏
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ
ン・エイ・ダブリュ株式会社内
(74) 代理人 100095108
弁理士 阿部 英幸

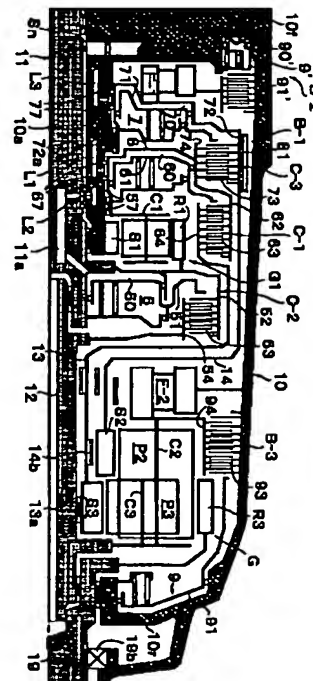
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用自動変速機

(57) 【要約】

【課題】 車両用自動変速機の多段化に伴う、油圧サーボへの供給油路の漏れ止め箇所を増加を抑え、シールリングの摺動抵抗による伝動効率の低下を防ぐ。

【解決手段】 プラネタリギヤセットGに複数の入力回転を選択的に入力して多段の自動変速を達成する車両用自動変速機は、入力軸11に減速プラネタリギヤG1を介して連結され、プラネタリギヤセットに減速回転を入力する第1及び第3のクラッチ (C-1, C-3) と、入力軸に直接連結され、プラネタリギヤセットに非減速回転を入力する第2のクラッチ (C-2) を有する。減速プラネタリギヤを変速機ケース壁10のボス部10f先端に1要素S1を固定して配置し、第1及び第3のクラッチの油圧サーボ6, 7をボス部に配置し、第2のクラッチの油圧サーボ5を減速プラネタリギヤに対して油圧サーボ6, 7とは反対側に配置し、それら油圧サーボへの供給油路L1, L3をボス部に設けた。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 プラネタリギヤセットに複数の入力回転を選択的に入力して多段の自動変速を達成する車両用自動変速機であって、入力軸に減速プラネタリギヤを介して連結され、プラネタリギヤセットに減速回転を入力する第 1 及び第 3 のクラッチと、入力軸に直接連結され、プラネタリギヤセットに非減速回転を入力する第 2 のクラッチを有するものにおいて、

減速プラネタリギヤは、変速機のケース壁から延材されたボス部先端にその 1 要素を固定して配置され、第 1 のクラッチと第 3 のクラッチの油圧サーボは、ボス部上に配置され、第 2 のクラッチの油圧サーボは、減速プラネタリギヤに対して第 1 及び第 3 のクラッチの油圧サーボとは反対側に配置され、第 1 のクラッチと第 3 のクラッチの油圧サーボへの油圧の供給油路がボス部に設けられたことを特徴とする車両用自動変速機。

【請求項 2】 前記プラネタリギヤセットは、第 1 ～第 4 の変速要素を有し、

第 1 の変速要素が第 1 のクラッチの出力側部材に連結され、

第 2 の変速要素が第 3 のクラッチの出力側部材に連結されるとともに、第 1 の係止手段により変速機ケースに係止可能とされ、

第 3 の変速要素が第 2 のクラッチの出力側部材に連結されるとともに、第 2 の係止手段により変速機ケースに係止可能とされ、

第 4 の変速要素が出力部材に連結された、請求項 1 記載の車両用自動変速機。

【請求項 3】 前記第 1 のクラッチの油圧サーボは、第 3 のクラッチの油圧サーボより減速プラネタリギヤ側に配置され、

第 1 のクラッチのクラッチドラムは、減速プラネタリギヤの出力要素に連結され、

第 3 のクラッチのハブは、第 1 のクラッチのクラッチドラムを介して減速プラネタリギヤの出力要素に連結され、

第 3 のクラッチのクラッチドラムは、プラネタリギヤセットの 1 変速要素に連結された、請求項 1 又は 2 記載の車両用自動変速機。

【請求項 4】 前記第 1 のクラッチの油圧サーボは、第 3 のクラッチの油圧サーボより減速プラネタリギヤ側に配置され、

第 1 のクラッチのクラッチドラムは、減速プラネタリギヤの出力要素に連結され、

第 3 のクラッチのクラッチドラムは、第 1 のクラッチのクラッチドラムを介して減速プラネタリギヤの出力要素に連結された、請求項 1 又は 2 記載の車両用自動変速機。

【請求項 5】 前記第 1 及び第 3 のクラッチの油圧サーボは、それらを構成するシリンダを共通とし、該シリンダの内側に嵌挿された一方のピストンと、外側に被蓋された他方のピストンとを有し、それら両ピストンの作動方向を互いに逆向きとする背中合わせの油圧サーボとされた、請求項 4 記載の車両用自動変速機。

【請求項 6】 前記第 1 及び第 3 のクラッチの油圧サーボは、それらのシリンダが減速プラネタリギヤ側に開口する向きに配置され、

10 第 3 のクラッチのクラッチドラムは、その内径側で第 1 のクラッチのクラッチドラムに連結され、

第 3 のクラッチのハブは、第 1 のクラッチの外周を通過してプラネタリギヤセットの 1 変速要素に連結された、請求項 4 記載の自動変速機。

【請求項 7】 前記第 2 のクラッチのクラッチドラムは、入力軸に相対回転不能に連結され、

第 2 のクラッチの油圧サーボへの供給油路は、他方のケース壁に設けた油路に連通された、請求項 1 又は 2 記載の車両用自動変速機。

20 【請求項 8】 前記入力軸と同軸上のケース後端部に変速機の出力軸が配置され、

第 2 のクラッチの油圧サーボへの供給油路は、ケース後端壁に設けた油路に輸入軸及び出力軸の油路を介して連通された、請求項 7 記載の車両用自動変速機。

【請求項 9】 前記入力軸に潤滑用油路が設けられ、該潤滑用油路は、第 1 及び第 3 のクラッチの油圧サーボへの供給油路を有するボス部に設けた油路に連通された、請求項 8 記載の車両用自動変速機。

30 【請求項 10】 前記第 2 のクラッチの油圧サーボは、他方のケース壁から延材された他方のボス部上に配置され、

第 2 のクラッチの油圧サーボへの供給油路は、他方のボス部に設けられた油路に連通された、請求項 7 記載の車両用自動変速機。

【請求項 11】 前記潤滑用油路は、他方のケース壁に設けられた供給油路に連通された、請求項 10 記載の車両用自動変速機。

40 【請求項 12】 前記第 2 のクラッチは、減速プラネタリギヤに隣接した入力軸上に、クラッチドラムを入力軸に相対回転不能に連結させて配置され、

第 2 のクラッチの油圧サーボへの供給油路が、ボス部に設けられた油路に輸入軸の油路を介して連通された、請求項 1 又は 2 記載の車両用自動変速機。

【請求項 13】 前記第 2 のクラッチのクラッチドラムは、減速プラネタリギヤへの入力部材と共通化された、請求項 12 記載の車両用自動変速機。

【請求項 14】 前記入力軸に設けられた潤滑用油路は、第 1 及び第 3 のクラッチの油圧サーボへの供給油路を有するボス部が延材されたケース壁とは反対側のケース壁に設けられた供給油路に連通された、請求項 13 記

載の車両用自動変速機。

【請求項 15】 前記第 2 のクラッチの油圧サーボへの供給油路は、ケース壁に設けられた油路に輸入軸の後端部で連通され、輸入軸とその外周を囲むケース壁との間を 1 つのシールリングで漏れ止めされた、請求項 10 または 13 記載の車両用自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両用自動変速機に関し、特に、そのギヤトレインにおける各クラッチへのサーボ油圧の供給技術に関する。

【0002】

【従来の技術】エンジン等を動力源とする駆動のために用いられる自動変速機には、負荷に応じた効率の良い動力伝達により省エネルギーを図る上で、多段化の要求があり、こうした要求から、例えば、乗用車用自動変速機の変速機構は、従来の前進 4 速のものから 5 速のものへと移行しつつある。こうしたなかで、限られた搭載スペース内で更なる多段化を実現するには、ギヤトレインの一層の小要素化、機構の簡素化が必要となる。そこで、最小限の変速要素からなるプラネタリギヤセットを用い、それを操作する 3 つのクラッチと 2 つのブレーキとで、前進 6 速・後進 1 速を達成するギヤトレインが特開平 4-219553 号公報において提案されている。この提案に係るギヤトレインは、エンジン出力回転、厳密にはトルクコンバータのタービン出力回転と、それを減速した回転とを 3 つのクラッチを用いて適宜変速機構の 4 つの変速要素からなるプラネタリギヤセットへ 2 つの速度の異なる入力として入力させ、2 つのブレーキで 2 つの変速要素を変速機ケースに係止することで多段の前進 6 速を達成するものである。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記提案に係るギヤトレイン構成は、変速段当たりの変速要素数、必要とするクラッチ及びブレーキの数において非常に合理的なものである。ところで、一般にクラッチやブレーキに油圧を供給する油路が、相対回転する部材間を通る部位には、漏れを防止するためにシールリングを配置するが、こうしたシールリングは、その圧接により密封効果を生じさせるものであるため、相対回転により比較的大きな摺動抵抗を生じる。そのため、配設されるシールリングの数が多いと、回転部材の回転抵抗が増し、動力損失が大きくなる。また、シールリングを配置する溝は、溝とシールリングの接触により油をシールするため、高い精度が必要となる。また、シールリングと摺動する部分は、シールリングとの相対回転により摩耗する可能性があるため、摩耗防止のために焼入れ等の加工が必要となる。したがって、シールリング溝が多数あると、加工工数や加工費が増加し、コストアップとなってしまう。このように、シール箇所はできるだけ少なくすることが望まし

い。こうした油路構成の点から上記従来技術のギヤトレインをみると、このトレインでは、トルクコンバータからの出力が、一方でそのまま、他方で減速プラネタリギヤを介して減速されてプラネタリギヤセットへ入力される 2 系統の入力側動力伝達経路があるため、変速のために動力伝達経路を切り換える各クラッチの油圧サーボの配置によっては、それらに変速機ケースから供給する油圧の供給油路が錯綜し、相対回転する部材間を何度も油路が横断する連通配置となるため、シールリングが多数必要になる。

【0004】一般に、各クラッチの油圧サーボへの油圧供給は、変速機ケースの前端壁部や後端壁部からなされるが、供給油路構成を単純化するには、変速機ケースの中間部にセンタサポートを設け、該サポートからも油圧供給を行うようにすることで、シールリングの数を少なくすることはできる。しかしながら、こうしたセンタサポートの付設は、変速機構の間に該サポートを入り込ませる分だけ変速機の軸長を長くすることになるばかりでなく、部品点数の増加の招き、コスト高になるため、できればこうした方法なしで供給油路構成を単純化することが望ましい。特に、上記従来技術のギヤトレインにおいては、回転数の異なる 2 系統の入力を有することを考慮しないと、多重軸化するため、センタサポートを取り付けても、シールリングを大幅に減少させることは難しい。

【0005】本発明は、こうした事情に鑑みなされたものであり、センタサポートを用いずに、変速機ケースの形状と、クラッチ油圧サーボの配列の工夫で、上記ギヤトレインにおける動力損失の要因となるシールリングの数を最少とし、効率を向上させた車両用自動変速機を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】上記の目的を達成するため、本発明は、プラネタリギヤセットに複数の入力回転を選択的に入力して多段の自動変速を達成する車両用自動変速機であって、入力軸に減速プラネタリギヤを介して連結され、プラネタリギヤセットに減速回転を入力する第 1 及び第 3 のクラッチと、入力軸に直接連結され、プラネタリギヤセットに非減速回転を入力する第 2 のクラッチを有するものにおいて、減速プラネタリギヤは、変速機のケース壁から延材されたボス部先端にその 1 要素を固定して配置され、第 1 のクラッチと第 3 のクラッチの油圧サーボは、ボス部に配置され、第 2 のクラッチの油圧サーボは、減速プラネタリギヤに対して第 1 及び第 3 のクラッチの油圧サーボとは反対側に配置され、第 1 のクラッチと第 3 のクラッチの油圧サーボへの油圧の供給油路がボス部に設けられたことを特徴とする。

【0007】そして、ギヤトレインの具体的構成としては、前記プラネタリギヤセットは、第 1 ～第 4 の変速要素を有し、第 1 の変速要素が第 1 のクラッチの出力側部

材に連結され、第2の変速要素が第3のクラッチの出力側部材に連結されるとともに、第1の係止手段により変速機ケースに係止可能とされ、第3の変速要素が第2のクラッチの出力側部材に連結されるとともに、第2の係止手段により変速機ケースに係止可能とされ、第4の変速要素が出力部材に連結された構成とするのが有効である。

【0008】次に、クラッチ油圧サーボの配列の一構成として、前記第1のクラッチの油圧サーボは、第3のクラッチの油圧サーボより減速プラネタリギヤ側に配置され、第1のクラッチのクラッチドラムは、減速プラネタリギヤの出力要素に連結され、第3のクラッチのハブは、第1のクラッチのクラッチドラムを介して減速プラネタリギヤの出力要素に連結され、第3のクラッチのクラッチドラムは、プラネタリギヤセットの1変速要素に連結された構成とするのが有効である。

【0009】また、クラッチ油圧サーボの配列の他の構成として、前記第1のクラッチの油圧サーボは、第3のクラッチの油圧サーボより減速プラネタリギヤ側に配置され、第1のクラッチのクラッチドラムは、減速プラネタリギヤの出力要素に連結され、第3のクラッチのクラッチドラムは、第1のクラッチのクラッチドラムを介して減速プラネタリギヤの出力要素に連結された構成とするのも有効である。

【0010】上記他の構成において、前記第1及び第3のクラッチの油圧サーボは、それらを構成するシリンダを共通とし、該シリンダの内側に嵌挿された一方のピストンと、外側に被蓋された他方のピストンとを有し、それら両ピストンの作動方向を互いに逆向きとする背中合わせの油圧サーボとされた構造を採るのが有効である。

【0011】また、上記他の構成において、前記第1及び第3のクラッチの油圧サーボは、それらのシリンダが減速プラネタリギヤ側に開口する向きに配置され、第3のクラッチのクラッチドラムは、その内径側で第1のクラッチのクラッチドラムに連結され、第3のクラッチのハブは、第1のクラッチの外周を通過してプラネタリギヤセットの1変速要素に連結された構造を採るのも有効である。

【0012】また、クラッチ油圧サーボの配列の更に他の構成として、前記第2のクラッチのクラッチドラムは、入力軸に相対回転不能に連結され、第2のクラッチの油圧サーボへの供給油路は、他方のケース壁に設けた油路に連通された構造を採るのも有効である。

【0013】上記の構成において、前記入力軸と同軸上のケース後端部に変速機の出力軸が配置され、第2のクラッチの油圧サーボへの供給油路は、ケース後端壁に設けた油路に入力軸及び出力軸の油路を介して連通された構造を採るのが有効である。

【0014】上記の構成において、更に、前記入力軸に潤滑用油路が設けられ、該潤滑用油路は、第1及び第3

のクラッチの油圧サーボへの供給油路を有するボス部に設けた油路に連通された構造を採るのが有効である。

【0015】また、上記他の構成において、前記第2のクラッチの油圧サーボは、他方のケース壁から延材された他方のボス部に配置され、第2のクラッチの油圧サーボへの供給油路は、他方のボス部に設けられた油路に連通された構造を採るのも有効である。

【0016】上記の構成において、前記潤滑用油路は、他方のケース壁に設けられた供給油路に連通された構造を採るのが有効である。

【0017】また、クラッチ油圧サーボの配列の更に他の構成として、前記第2のクラッチは、減速プラネタリギヤに隣接した入力軸上に、クラッチドラムを入力軸に相対回転不能に連結させて配置され、第2のクラッチの油圧サーボへの供給油路が、ボス部に設けられた油路に入力軸の油路を介して連通された構成と採ることもできる。

【0018】この場合、前記第2のクラッチのクラッチドラムは、減速プラネタリギヤへの入力部材と共通化された構造を採るのが有効である。

【0019】上記の構成において、前記入力軸に設けられた潤滑用油路は、第1及び第3のクラッチの油圧サーボへの供給油路を有するボス部が延材されたケース壁とは反対側のケース壁に設けられた供給油路に連通された構造を採るのが有効である。

【0020】また、クラッチ油圧サーボの配列によっては、前記第2のクラッチの油圧サーボへの供給油路は、ケース壁に設けられた油路に入力軸の後端部で連通され、入力軸とその外周を囲むケース壁との間を1つのシールリングで漏れ止めされた構造を採ることもできる。

【0021】

【発明の作用及び効果】上記請求項1記載の構成では、第1及び第3のクラッチの油圧サーボがケースから延材されたボス部に配置されているので、ボス部内に設けられた油路から第1及び第3のクラッチの油圧サーボへそれぞれ一対のシールリングによる漏れ止めで油を供給できるので、摺動抵抗を大幅に減らすことができる。また、第2のクラッチの油圧サーボを、減速プラネタリギヤに対して第1及び第3のクラッチとは反対側に配置したので、第2のクラッチの油圧サーボへの供給経路の途中に減速回転を伝達する部材が介在することがなくなり、入力回転が2系統であることによるシールリングの増加を防止することができる。そして、これらによりシールリングを少なく抑えることができるので、シール面に必須の加工も低減され、加工工数や加工費を安く抑えることができる。また、減速プラネタリギヤについては、その1要素をケースから延材されたボス部で常時固定するようにしたので、その1要素を固定するための特別なサポート壁を設ける必要がなく、更にこの固定部を第1及び第3のクラッチの油圧サーボへ油を供給するた

10

20

30

40

50

めの油路を設けるボス部と共通化することができるので、変速機をコンパクトに構成できる。

【0022】そして、請求項2記載の構成では、上記の効果を達成できる6速の車両用自動変速機を実現することができる。

【0023】次に、請求項3記載の構成では、減速プラネタリギヤ寄りの第1のクラッチのクラッチドラムに減速プラネタリギヤの減速回転が伝達され、第3のクラッチの入力側部材であるハブには、第1のクラッチのクラッチドラムを介して減速回転が伝達されるので、第1のクラッチの内周側に減速回転伝達用の連結部材を必要としない。そのため、ボス部から両クラッチの油圧サーボに直接油圧を供給することができるので、シールリング数を少なくできる。

【0024】また、請求項4記載の構成では、減速プラネタリギヤ寄りの第1のクラッチのクラッチドラムに減速プラネタリギヤの減速回転が伝達され、減速プラネタリギヤから遠い側の第3のクラッチの入力側部材であるクラッチドラムには、第1のクラッチのクラッチドラムを介して減速回転が伝達されるので、第1のクラッチの内周側に減速回転伝達用の連結部材を必要としない。そのため、ボス部から油圧サーボに直接油圧を供給することができるので、シールリング数を少なくできる。

【0025】更に、請求項5記載の構成では、第1及び第3のクラッチの油圧サーボを構成する部材が共通化されるので、両クラッチの油圧サーボのコンパクト化により、シールリングの削減と併せて変速機のコンパクトを図ることができる。

【0026】更に、請求項6記載の構成では、第3のクラッチの外周に他の部材を配置しない構造を採りながら、減速プラネタリギヤにより減速された入力回転を常時第3のクラッチのクラッチドラム側に入力することができるので、第3のクラッチのクラッチドラムの外周側で入力回転を検出することができる。したがって、入力回転を入力軸から直接検出しなければならない連結構造のように、回転センサを変速機の内部に埋め込む必要をなくして、変速機のコンパクト化を図ることができる。

【0027】更に、請求項7記載の構成では、第2のクラッチの油圧サーボへの供給油路を第1及び第3のクラッチの油圧サーボへの供給油路とは別のケース壁に設けたので、油路の分散により、その錯綜を避けることができる。そして、特に第1及び第3のクラッチの油圧サーボへの供給油路をオイルポンプボディで構成されるケース壁側とした場合、オイルポンプとバルブボディとの連通のための油路と上記供給油路とが一層錯綜することになるが、上記のように第2のクラッチの油圧サーボへの供給油路を別のケース壁に設けることで、こうした各油路をバランスよく分散することができる。

【0028】更に、請求項8記載の構成では、第2のクラッチの油圧サーボへの油圧の供給がケース後端壁から

なされるので、通常オイルポンプボディで構成されるケース前端壁側の油路の集中を回避できる。

【0029】更に、請求項9記載の構成では、ボス部に潤滑油供給油路を設けることで、入力軸に直接面したボス部から潤滑油を供給できるので、潤滑油路の漏れ止めのためのシールリングも少なくすることができ、全体として必要なシールリングを少なく抑えることができる。

【0030】更に、請求項10記載の構成では、第2のクラッチの油圧サーボへの油圧供給を入力軸を介さずに行うことができるので、最少の1組のシールリングで第2のクラッチの油圧サーボへの供給油路を漏れ止めすることができる。また、ボス部を入力軸の支持と油圧の供給に共用する構成となるので、部材の共通化により変速機の軸長を短縮できる。

【0031】更に、請求項11記載の構成では、第1及び第3のクラッチの油圧サーボへの供給油路と、第2のクラッチの油圧サーボへの供給油路と、潤滑油の供給油路を、2本づつ別のケース壁に設けることができるので、ケース壁の油路を分散しながら、シールリングを少なくすることができる。

【0032】更に、請求項12記載の構成では、第2のクラッチの油圧サーボへの油路も、1組のシールリングで漏れ止めすることができる。

【0033】更に、請求項13記載の構成では、減速プラネタリギヤへの入力部材とクラッチドラムとを共通化できるので、変速機をコンパクトに構成することができる。

【0034】更に、請求項14記載の構成では、3つのクラッチの油圧サーボへの供給油路が設けられたボス部に対して、潤滑油路へはボス部とは反対側のケース壁から油圧を供給するようにしたので、ボス部の油路の集中を避けることができる。

【0035】更に、請求項15記載の構成では、各クラッチの油圧サーボへの供給油路の漏れ止めと、潤滑油路の漏れ止めのための全体のシールリング数を最少にすることができる。

【0036】

【発明の実施の形態】以下、図面に沿い、本発明の実施形態を説明する。図1～図4は本発明をフロントエンジンリヤドライブ(FR)形式の車両用自動変速機に適用した第1実施形態を示す。この自動変速機は、図1にスケルトンで全体構成を示すように、プラネタリギヤセットGに複数の入力回転を選択的に入力して多段の自動変速を達成するものとされている。

【0037】この自動変速機では、その機構の最前部に、図示しないエンジンに連結されるロックアップクラッチ付のトルクコンバータ4が配置され、その後部に変速機ケース10内に収容して、前進6速・後進1速を達成する変速機構が配置された構成が採られている。変速機構は、入力軸11と、4つの変速要素S2、S3、C

2 (C3), R3を有するプラネタリギヤセットGと、減速プラネタリギヤG1と、プラネタリギヤセットGに減速及び非減速回転を入力する3つのクラッチ(C-1, C-2, C-3)と、変速要素を係止する1組ずつの2つの係止手段(B-1, F-1, B-2及びB-3, F-2)とを備える構成とされている。

【0038】次に、この実施形態のギヤトレインを更に詳細に説明する。トルクコンバータ4は、ポンプインペラ41と、タービンランナ42と、それらの間に配置されたステータ43と、ステータ43を変速機ケース10に一方回転係合させるワンウェイクラッチ44と、ワンウェイクラッチのインナレースを変速機ケース10に固定するステータシャフト45とを備える。

【0039】変速機構の主体をなすプラネタリギヤセットGは、大小径の異なる一対のサンギヤS2, S3と、互いに噛合して一方が大径のサンギヤS2に噛合するとともにリングギヤR3(R2)に噛合し、他方が小径のサンギヤS3に噛合する一対のピニオンP2, P3を支持するキャリアC2(C3)からなるラビニヨ式のギヤセットで構成されている。そして、この形態では、第1〜第3の変速要素としての小径サンギヤS3、大径サンギヤS2、キャリアC2(C3)が、入力要素として各クラッチ(C-1, C-2, C-3)に連結され、第4の変速要素としてのリングギヤR3(R2)が出力要素として出力軸19に連結されている。詳しくは、小径サンギヤS3が第1のクラッチ(C-1)により減速プラネタリギヤG1を介して入力軸11に連結され、大径サンギヤS2が第3のクラッチ(C-3)により減速プラネタリギヤG1を介して入力軸11に連結されるとともに第1の係止手段(B-1, F-1, B-2)により変速機ケース10に係止可能とされ、キャリアC3が第2のクラッチ(C-2)により入力軸11に連結されるとともに第2の係止手段(B-3, F-2)により変速機ケース10に係止可能とされ、リングギヤR3が出力軸19に連結されている。

【0040】減速プラネタリギヤG1は、シンプルプラネタリギヤで構成され、その入力要素としてのリングギヤR1を入力軸11に連結され、出力要素としてのキャリアC1を第1のクラッチ(C-1)を介して第1の変速要素すなわち小径サンギヤS3に連結されるとともに、第3のクラッチ(C-3)を介して第2の変速要素すなわち大径サンギヤS2に連結され、反力を取る固定要素としてのサンギヤS1を変速機ケース10に固定されている。

【0041】こうした構成からなる自動変速機は、図示しない電子制御装置と油圧制御装置とによる制御で、運転者により選択されたレンジに応じた変速段の範囲で車両負荷に基づき、変速を行う。図2は各クラッチ及びブレーキの係合及び解放(○印で係合、無印で解放、△印でエンジンブレーキ時のみの係合、●印で変速段の達成

に直接作用しない係合を表す)で達成される変速段を図表化して示す。また、図3は各クラッチ及びブレーキの係合(●印でそれらの係合を表す)により達成される変速段と、そのときの各変速要素の回転数比との関係を速度線図で示す。

【0042】両図を併せ参照してわかるように、第1速(1ST)は、クラッチ(C-1)とブレーキ(B-3)の係合(本形態において、作動図表を参照してわかるように、このブレーキ(B-3)の係合は、エンジンブレーキ時とされ、代わってワンウェイクラッチ(F-2)の自動係合が用いられているが、この係合を用いている理由及びこの係合がブレーキ(B-3)の係合に相当する理由については後に詳述する。)により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)経由で小径サンギヤS3に入力され、ワンウェイクラッチ(F-2)の係合により係止されたキャリアC3に反力を取って、リングギヤR3(R2)の最大減速比の減速回転が出力軸19に出力される。

【0043】次に、第2速(2ND)は、クラッチ(C-1)とブレーキ(B-1)の係合に相当するワンウェイクラッチ(F-1)の係合とそれを有効にするブレーキ(B-2)の係合(これらの係合がブレーキ(B-1)の係合に相当する理由についても後に詳述する。)により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)経由で小径サンギヤS3に入力され、ブレーキ(B-2)及びワンウェイクラッチ(F-1)の係合により係止された大径サンギヤS2に反力を取って、リングギヤR3(R2)の減速回転が出力軸19に出力される。このときの減速比は、図3にみるように、第1速(1ST)より小さくなる。

【0044】また、第3速(3RD)は、クラッチ(C-1)とクラッチ(C-3)の同時係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)とクラッチ(C-3)経由で同時に大径サンギヤS2と小径サンギヤS3に入力され、プラネタリギヤセットGが直結状態となるため、両サンギヤへの入力回転と同じリングギヤR3(R2)の回転が、入力軸11の回転に対しては減速された回転として、出力軸19に出力される。

【0045】更に、第4速(4TH)は、クラッチ(C-1)とクラッチ(C-2)の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)経由でサンギヤS3に入力され、他方で入力軸11からクラッチ(C-2)経由で入力された非減速回転が、中間軸12を経てキャリアC3に入力され、2つの入力回転の中間の回転が、入力軸11の回転に対しては僅かに減速されたリングギヤR3(R2)の回転として出力軸19

に出力される。

【0046】次に、第5速(5TH)は、クラッチ(C-2)とクラッチ(C-3)の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-3)経由でサンギヤS2に入力され、他方で入力軸11からクラッチ(C-2)経由で入力された非減速回転が、中間軸12経由でキャリアC2に入力され、リングギヤR3(R2)の入力軸11の回転より僅かに増速された回転が出力軸19に出力される。

【0047】そして、第6速(6TH)は、クラッチ(C-2)とブレーキ(B-1)の係合により達成される。この場合、入力軸11からクラッチ(C-2)経由で非減速回転がキャリアC2にのみ入力され、ブレーキ(B-1)の係合により係止されたサンギヤS2に反力を取り、リングギヤR3(R2)の更に増速された回転が出力軸19に出力される。

【0048】なお、後進(REV)は、クラッチ(C-3)とブレーキ(B-3)の係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-3)経由でサンギヤS2に入力され、ブレーキ(B-3)の係合により係止されたキャリアC2に反力を取り、リングギヤR3(R2)の逆転が出力軸19に出力される。

【0049】ここで、先に触れたワンウェイクラッチ(F-2)とブレーキ(B-3)との関係及びワンウェイクラッチ(F-1)と両ブレーキ(B-1、B-2)との関係について説明する。上記の第1速と第2速時の両ブレーキ(B-1、B-3)の係合・解放関係にみるように、これら両ブレーキは、両変速段間でのアップダウンシフト時に、一方の解放と同時に他方の係合が行われる、いわゆる組み替えされる摩擦要素となる。こうした摩擦要素の組み替えは、それらを操作する油圧サーボの係合圧と解放圧の精密な同時制御を必要とし、こうした制御を行うには、そのためのコントロールバルブの付加や油圧回路の複雑化等を招くこととなる。そこで、本形態では、第1速と第2速とで、キャリアC2(C3)にかかる反力トルクが逆転するのを利用して、ワンウェイクラッチ(F-2)の係合方向を第1速時の反力トルク支持方向に合わせた設定とすることで、ワンウェイクラッチ(F-2)に実質上ブレーキ(B-3)の係合と同等の機能を発揮させて、第1速時のブレーキ(B-3)の係合に代えて(ただし、ホイール駆動の車両コースト状態ではキャリアC2(C3)にかかる反力トルクの方向がエンジン駆動の状態に対して逆転するので、エンジンブレーキ効果を得るためには、図2に△印で示すようにブレーキB-3の係合を必要とする)、キャリアC2(C3)の係止を行っているわけである。したがって、変速段を達成する上では、ワンウェイクラッチを設けることなく、ブレーキB-3の係合により第1速を達

成する構成を採ることもできる。

【0050】上記と同様の関係がサンギヤS2の場合について成り立ち、この場合は、ワンウェイクラッチ(F-1)の係合方向を第2速時の反力トルク支持方向に合わせた設定とすることで、ワンウェイクラッチ(F-1)に実質上ブレーキ(B-1)の係合と同等の機能を発揮させることができる。ただし、このサンギヤS2は、キャリアC2(C3)とは異なり、第2速時のエンジンブレーキ効果を得るために係合するだけでなく、第6速達成のためにも係止される変速要素であるため、ブレーキ(B-1)が必要となる。また、サンギヤS2は、図3の速度線図でも解かるように、第1速達成時には入力回転方向に対して逆方向に回転するが、第3速以上の変速段の場合は、入力回転方向と同じ方向に回転する。したがって、ワンウェイクラッチ(F-1)は、直接固定部材に連結することができないため、ブレーキ(B-2)との直列配置により係合状態の有効性を制御可能な構成としている。

【0051】このようにして達成される各変速段は、図3の速度線図上で、リングギヤR2、R3の速度比を示す○印の上下方向の間隔を参照して定性的にわかるように、各変速段に対して比較的等間隔の良好な速度ステップとなる。この関係を具体的に数値を設定して、定量的に表すと、図2に示すギヤ比及びギヤ比間のステップとなる。この場合のギヤ比は、減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1とリングギヤR1の歯数比 $\lambda_1 = 0.556$ 、プラネタリギヤセットGの大径サンギヤ側のサンギヤS2とリングギヤR2(R3)の歯数比 $\lambda_2 = 0.458$ 、小径サンギヤ側のサンギヤS3とリングギヤR3の歯数比 $\lambda_3 = 0.375$ に設定した場合であり、ギヤ比幅は6.049となる。

【0052】次に、自動変速機の変速機構を構成する各要素の具体的配置を、参照を容易にすべく模式化した断面で示す図4を参照して更に具体的に説明する。なお、本明細書を通じて、クラッチという用語は、湿式多板構成とされる摩擦部材と、その入出力部材兼支持部材としてのクラッチドラム及びハブと、ドラムに内包又は連結一体化されたシリンダに組み込まれた油圧サーボを総称するものとする。また、ブレーキについても同様に、それが湿式多板構成のものについては、摩擦部材と、その入力部材兼支持部材としてのハブと、反力部材としてのケース部分と、ケースに内包又は連結一体化されたシリンダに組み込まれた油圧サーボを総称するものとする。そして、バンド構成のブレーキについては、バンド自体と、それが締結されるドラムと、バンド締結手段としての油圧サーボを総称するものとする。

【0053】変速機構を収容する変速機ケース10は、その前端に、通常オイルポンプボディとそのカバーで構成される前端壁10fを有するとともに、前端壁10fから変速機の内方に向かって延材された円筒ボス部10

aを有する。減速プラネタリギヤG 1は、その1変速要素としてのサンギヤS 1を円筒ボス部10aの先端に固定して円筒ボス部10aの外周に配置されている。減速プラネタリギヤG 1より前方の円筒ボス部10aの外周には、ボス部10aに設けられた油路から油圧を供給すべくボス部上に第1のクラッチ(C-1)と第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ6, 7が配置され、第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ5は、減速プラネタリギヤG 1に対して第1及び第3のクラッチの油圧サーボ6, 7とは反対側に配置され、減速プラネタリギヤG 1の後方の入力軸11の外周に支持されている。円筒ボス部10aには、3つの油路L 1~L 3が形成され、それら油路のうちの2つの油路L 1, L 3は、第1のクラッチ(C-1)と第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ6, 7にそれぞれ連通され、残り1つの油路L 2は、入力軸11内を通して第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ5に連通されている。

【0054】円筒ボス部10aに形成された各油路L 1~L 3は、それぞれ独立してそれらの上流側を、オイルポンプボディからなる前端壁10fを介して図示しないバルブボディに連通されており、下流側は、第3の油路L 3が円筒ボス部10aの最前部の径方向油路と、ボス部外周の溝で構成される周方向油路を経て第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ7のシリンダ70に連通している。また、第1の油路L 1は、円筒ボス部10aの中間部の径方向油路と、ボス部外周の溝からなる周方向油路を経て第1のクラッチ(C-1)の油圧サーボ6のシリンダ60に連通されている。更に、第2の油路L 2は、円筒ボス部10aの後部の径方向油路で円筒ボス部10aの内周に開口している。

【0055】次に、入力軸11は、前端部が図1に示すトルクコンバータ4のタービンランナ42に連結され、変速機ケース10の前端壁10fから円筒ボス部10aの先端まで延びている。そして、入力軸11は、前端側をローラベアリングを介して前端壁10fに支持され、後端側をローラベアリングを介して円筒ボス部10aの先端の内周に支持されている。減速プラネタリギヤG 1への入力部は、フランジとされ、減速プラネタリギヤG 1の入力要素としてのリングギヤR 1に連結されている。入力軸11の後端には軸穴が形成され、中間軸12の支持部とされている。入力軸11には、軸内油路11aが形成されており、その前部が径方向油路を経て入力軸外周溝で構成される周方向油路で軸外周に開口している。この外周溝は、前記円筒ボス部10a側の第2の油路L 2の径方向油路開口に軸方向位置で整合している。また、入力軸11の軸内油路11aは、入力軸11後端の径方向油路で第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ5のシリンダ50に連通している。

【0056】出力軸19は、その前端部をローラベアリングを介して変速機ケース10の後端壁部10rに回転

自在に支持され、後端部をボールベアリング19bを介して変速機ケース10に固定のエクステンションハウジングに回転自在に支持されている。出力軸19のプラネタリギヤセットGの出力要素としてのリングギヤR 3への連結部はフランジとされ、ドラム状部材を介してリングギヤR 3に連結されている。出力軸19の前端には2段階に拡張する軸穴が形成され、中間軸12とのシール部及び中間軸12の支持部とされている。

【0057】プラネタリギヤセットGは、入力軸11の後端と出力軸19の前端との間に配置され、全体として中間軸12に支持されている。詳しくは、プラネタリギヤセットGのピニオンP 2, P 3を支持するキャリアC 2, C 3は一体化され、その前端部は大径サンギヤS 2の軸部に軸受ブッシュを介して回転自在に支持され、後端部は中間軸12のフランジに固定されている。そして、小径サンギヤS 3は、軸受ブッシュ13aを介して中間軸12に回転自在に支持され、大径サンギヤS 2は、軸受ブッシュ14bを介して小径サンギヤS 3に回転自在に支持されている。かくして、小径サンギヤS 3は直接、大径サンギヤS 2は小径サンギヤS 3を介して中間軸12に支持され、キャリアC 2, C 3の前端は大径サンギヤS 2及び小径サンギヤS 3を介して中間軸12に支持され、キャリアC 2, C 3の後端は中間軸12に直接固定され、それぞれが中間軸12に対して心出しされている。一方、リングギヤR 3は、出力軸19のフランジから延びる部材にスプライン嵌合で連結され、自動調心可能に支持されている。

【0058】減速プラネタリギヤG 1は、円筒ボス部10aの先端外周に配置され、詳しくはそのサンギヤS 1が、変速機ケース10の円筒ボス部10aの内周に嵌挿固定されたステータシャフト45(図1参照)の後端にスプライン嵌合で取り付けられている。減速プラネタリギヤG 1のキャリアC 1は、第1のクラッチ(C-1)のクラッチドラム62の内周側ボス部にスプライン嵌合で片持支持されている。そして、リングギヤR 1は、入力軸11のフランジに固定された第2のクラッチ(C-2)のシリンダ50から延びるクラッチドラム52に連結されている。

【0059】第2のクラッチ(C-2)は、そのハブ54の後端部を中間軸12の前端側のフランジに連結され、ドラム52を入力軸11のフランジに固定されて入力軸11の後端に支持されている。クラッチ(C-2)の多板の摩擦材とセパレータプレートからなる摩擦部材53は、セパレータプレートをドラム52の内周にスプライン係合支持され、摩擦材の内周を中間軸12のフランジに連結されたハブ54の外周にスプライン係合支持されて、ドラム52とハブ54との間に配置されている。クラッチ(C-2)の油圧サーボ5は、ドラム52に内包された形態で構成されており、ドラム52の内側と入力軸11の外周をシリンダ50とし、それに軸方向

摺動自在に嵌挿されたピストン 51 と、入力軸 11 に軸方向止めされたキャンセルプレートと、ピストン 51 とキャンセルプレートとの間に配設されたリターンズプリングとを備えた構成とされ、減速プラネタリギヤ G1 の後方に隣接配置されている。

【0060】第1のクラッチ (C-1) は、そのドラム 62 の内周側のボス部を円筒ボス部 10a の外周に回転自在に支持され、ボス部を介して減速プラネタリギヤ G1 のキャリア C1 に連結されている。クラッチ (C-1) の多板の摩擦材とセパレータプレートからなる摩擦部材 63 は、セパレータプレートをドラム 62 の内周にスプライン係合支持され、摩擦材の内周をハブ 64 の外周にスプライン係合支持されて、ドラム 62 とハブ 64 との間に配置され、ハブ 64 はドラム状の連結部材 13 を介してサンギヤ S3 に連結されている。クラッチ (C-1) の油圧サーボ 6 は、ドラム 62 の内側をシリンダ 60 とし、それに軸方向摺動自在に嵌挿されたピストン 61 と、ドラム 62 の内周側のボス部に軸方向止めされたキャンセルプレートと、ピストン 61 とキャンセルプレートとの間に配設されたリターンズプリングとを備えた構成とされている。この配置では、摩擦部材 63 は、減速プラネタリギヤ G1 の外周側に位置している。

【0061】第3のクラッチ (C-3) は、そのドラム 72 の内周側のボス部が変速機ケース 10 の円筒ボス部 10a に回転自在に軸受 72a を介して支持され、外周部がドラム状の連結部材 14 を介してサンギヤ S2 に連結されている。クラッチ (C-3) の多板の摩擦材とセパレータプレートからなる摩擦部材 73 は、セパレータプレートをドラム 72 の内周にスプライン係合支持され、摩擦材の内周を第1のクラッチのドラム 62 により構成されるハブ 74 の外周にスプライン係合支持されて、ドラム 72 とハブ 74 との間に配置されている。クラッチ (C-3) の油圧サーボ 7 は、ドラム 72 の内側をシリンダ 70 とし、それに軸方向摺動自在に嵌挿されたピストン 71 と、ドラム 72 のボス部に軸方向止めされたキャンセルプレートと、ピストン 71 とキャンセルプレートとの間に配設されたリターンズプリングとを備えた構成とされている。

【0062】第1の係止手段の一方を構成するブレーキ (B-1) は、第3のクラッチ (C-3) のクラッチドラム 72 をブレーキドラムとして、その外周に係合するバンド 81 を備えるバンドブレーキとされている。このバンド 81 の締結位置は、ドラム 72 のボス部を円筒ボス部 10a に支持する軸受 72a と同様の軸方向位置における外周側とされ、ブレーキ締結時に、締結位置と支持位置とが軸方向にずれていることにより生じるモーメントをなくして、該軸受 72a にかかる荷重を低減する構成とされ、これにより軸受 72a の小型化がなされている。また、このドラム 72 は、ドラム状連結部材 14 を介してサンギヤ S2 に連結されているため、上記締結

時の荷重がモーメント力として作用した場合には、サンギヤ S2 を支持する軸受ブッシュ 14b にこの荷重が負荷されることとなるが、こうした余分な荷重負荷が上記軸受 72a の配置により防がれるため、軸受ブッシュ 14b の小型化にも役立っている。なお、このブレーキの油圧サーボについては、図示を省略されている。

【0063】第2の係止手段の一方を構成するブレーキ (B-3) は、多板の摩擦材とセパレータプレートを摩擦部材 93 とする多板ブレーキとされ、セパレータプレートが変速機ケース 10 内周にスプライン係止支持され、摩擦材がキャリア C2 に固定されたハブ 94 にスプライン係合支持されている。そして、このブレーキ (B-3) の摩擦部材 93 は、プラネタリギヤセット G の小径のプラネタリギヤの外周側に径方向に重合させて配置されている。ブレーキ (B-3) の油圧サーボ 9 は、変速機ケース 10 の後端壁部 10r に形成された環状凹部をシリンダとし、それに摺動自在に嵌挿されたピストン 91 と、後端壁部 10r に軸方向止めされてピストン 91 に当接するリターンズプリングとを備えた構成とされている。ピストン 91 の変速機ケース 10 の周壁に沿って延長されて摩擦部材 93 の後端に至る延長部は、その外周をケース周壁のスプラインに嵌合させて回り止めされている。

【0064】また、第1の係止手段の他方を構成するワンウェイクラッチ (F-1) は、そのインナレースをドラム 72 と一体化され、アウトレースをブレーキ (B-2) のハブと一体化された構成とされ、第3のクラッチ (C-3) の前方、すなわち変速機構の最前部に配置されている。アウトレースを変速機ケース 10 に係止するブレーキ (B-2) は、アウトレースにスプライン係合支持された摩擦材と、変速機ケース 10 の内周スプラインに係合支持されたセパレータプレートを摩擦部材とする多板構成のブレーキとされている。ブレーキ (B-2) の油圧サーボ 9' は、変速機ケース 10 の前端壁 10f をシリンダ 90' とし、それに摺動自在に嵌挿されたピストン 91' と、変速機ケース 10 の前端壁 10f に軸方向止めされてピストン 91' に当接するリターンズプリングとを備えた構成とされている。こうした配置により、変速機ケース 10 の前端壁 10f がブレーキ (B-2) の油圧サーボ 9' の配設スペースとされているため、別途の油圧サーボ形成用部材が不要となり、部品点数が削減され、しかも、変速機の軸長が短縮されている。

【0065】そして、第2の係止手段の他方を構成するワンウェイクラッチ (F-2) は、そのインナレースをキャリア C2 の前端部に結合され、アウトレースを変速機ケース 10 の内周のスプラインに係合させて、プラネタリギヤセット G の前方に配置されている。

【0066】上記に関連構成から、第1のクラッチ (C-1) の油圧サーボ 6 を内包するドラム 62 は、減速プ

ラネタリギヤG 1の外周側に摩擦部材6 3を配設され、減速プラネタリギヤG 1のキャリアC 1に連結させて、円筒ボス部1 0 aの外周に回転自在に支持され、第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ5を内包するドラム5 2は、油圧サーボ5の外周側に摩擦部材5 3を配設され、入力軸1 1と減速プラネタリギヤG 1のリングギヤR 1に連結させて、入力軸1 1の外周に固定され、第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ7を内包するドラム7 2は、第1のクラッチ(C-1)の油圧サーボ6の外周側に配設された摩擦部材6 3を介して第1のクラッチ(C-1)のドラム6 2に連結され、円筒ボス部1 0 aの外周に回転自在に支持された配置となる。そこで、円筒ボス部1 0 aと第1のクラッチ(C-1)のドラム6 2との間及び第3のクラッチ(C-3)のドラム7 2との間の相対回転部に、円筒ボス部1 0 aから第1のクラッチ(C-1)及び第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ6、7にそれぞれ連通する2つの油路L 1、L 3を漏れ止めする一対ずつのシールリング6 7、7 7が配設され、円筒ボス部1 0 aと入力軸1 1との間の相対回転部に、円筒ボス部1 0 aから第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ5に連通する1つの油路L 2を漏れ止めする一対のシールリング5 7が配設されている。

【0067】このように、クラッチの油圧サーボに油圧を供給する油路において、相対回転する部材の油路間での油の漏れを防ぐために配置されるシールリング数については、1本の油路が経由するシールリングが多いと、コストがかかるだけでなく、その油路に油圧がかかっている状態では、シールリングに圧力がかかることで摺動抵抗が増大し、動力伝達効率を考えた場合、ロスが大きくなるという欠点がある。したがって、シールリングは少ないほうがよい。本実施形態では、シールリングについて、変速機ケース1 0の円筒ボス部1 0 aに形成された各油路L 1～L 3から第1のクラッチ(C-1)の油圧サーボ6までの油路に一組のシールリングが配置され、第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ5までの油路に一組のシールリングが配置され、第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ7までの油路に一組のシールリングが配置されている。したがって、3箇所の相対回転部を漏れ止めするに必要最小限の合計3組のシールリングが配置されていることになる。このように、本実施形態においては、シールリングの数を少なくすることができるので、動力伝達におけるロスが少ない自動変速機とすることができるという効果が得られる。

【0068】かくして、上記実施形態の構成によれば、センタサポートなしでシールリングを最少とすることができ、軸長を長くすることなく、また、部品点数を増加させることなく、安価で、動力損失を最小限にでき、効率のよい自動変速機を提供できる。更に、減速プラネタリギヤG 1の入力要素を第2のクラッチのクラッチドラム5 2を介して入力軸1 1に連結するようにしたので、

減速プラネタリギヤG 1の入力部材とクラッチドラムの共通化により、軸長を短縮し、部品点数を減少させることができる。また、第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ5を入力軸1 1外周上に配置することで、第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ5のピストン受圧面積を大きく採ることができ、それを摩擦部材5 3の相対的小型化、すなわち構成枚数の削減又は小径化に利用することも可能となる。また、このギヤトレインの特徴として、第2のクラッチ(C-2)は、図2に示すように、第4速以上の高速段で常時係合するクラッチであり、このときに油圧供給状態でシールリング5 7が入力軸1 1と円筒ボス部1 0 a間で摺動することになるが、この形態では、シールリング5 7の径が他のシールリング径より小さいため、摺動抵抗損失が低く抑えられる利点も得られる。

【0069】なお、上記実施形態を示す図4において、略号S nは入力回転センサを示す。このセンサS nは、変速機制御のために電子制御装置への情報としての入力回転を検出するのに必要なもので、その検出部を入力軸1 1の外周に形成された多数の凹凸に接近配置するために、前端壁1 0 fに埋設配置されている。

【0070】ところで、上記第1実施形態では、主として第1及び第3のクラッチの集約化による軸方向寸法の短縮の意味から、第3のクラッチ(C-3)の入力側部材への動力伝達が、第1のクラッチ(C-1)のドラム6 2から第3のクラッチ(C-3)の内周側のハブ7 4に成される配置を採ったが、入力回転を検出する容易性を優先する意味では、上記動力伝達が、第3のクラッチ(C-3)の外周側のドラム7 2を入力側部材として行われる配置を採るのも有効である。以下、各実施形態の説明において、前記第1実施形態の第1及び第3のクラッチの相互配置を第1クラッチ配置と略称し、第2実施形態のこれらクラッチの相互配置を第2クラッチ配置と略称する。図5は、こうした構成を採る第2実施形態の自動変速機のギヤトレインを模式化した断面構造で示す。以下、重複を避ける意味で、この形態における前記第1実施形態との相違点のみ説明する。

【0071】この形態では、第1実施形態に対して第3のクラッチ(C-3)の減速プラネタリギヤG 1との連結関係が変更されている。すなわち、第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ7を内包するクラッチドラム7 2が、第1のクラッチ(C-1)の油圧サーボ6を内包するクラッチドラム6 2と並列に減速プラネタリギヤG 1の出力要素であるキャリアC 1に連結されている。そして、第3のクラッチ(C-3)の摩擦部材7 3は、第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ7と第1のクラッチ(C-1)の油圧サーボ6の外周側に配置され、第3のクラッチ(C-3)の摩擦部材7 3への動力伝達は、ドラム7 2側からハブ7 4側へなされる配置とされている。こうした配置によると、減速プラネタリギヤG 1が

らの出力回転が常時伝達される第3のクラッチ（C-3）のドラム72が、変速機構の最外周に位置するレイアウトとなるため、自動変速機の制御のために必要とされる入力回転の検出が、変速機ケース10の奥部に検出手段を埋設することなく容易に可能となる。したがって、この形態では、入力回転センサS_nは、変速機ケース10の外周壁部に取り付けられている。

【0072】更に、この形態では、第1実施形態において第1の係止手段としてのバンドブレーキ（B-1）のドラムとして、第3のクラッチ（C-3）のドラム72を利用した構成を採ったが、上記入力回転の検出との関係からこうした配置は採れないので、第3のクラッチ（C-3）の前方に配置されたワンウェイクラッチ（F-1）とブレーキ（B-2）を減速プラネタリギヤG1とワンウェイクラッチ（F-2）の間に配置し、それらに隣接させて、同じくドラム状連結部材14をドラムとするバンドブレーキを配している。こうした配置の利点は、比較的剛性の高いワンウェイクラッチ（F-1）のインナレースをドラムに隣接した支持部とすることで、ブレーキ締結時の負荷によるモーメントをインナレースに受けさせることで、モーメント負荷がサンギヤS2の軸受ブッシュ14bに及ばないようにすることができる利点が得られる。なお、このレイアウト変更に伴い、ブレーキ（B-2）の油圧サーボ9'は、ワンウェイクラッチ（F-2）のアウトレースの外周側に変速機ケース10とは別体のものとして配置されている。

【0073】ところで、上記両実施形態では、非減速回転を入力する第2のクラッチ（C-2）を減速プラネタリギヤG1に隣接させて、換言すれば、プラネタリギヤセットGの前側に配置したが、第2のクラッチ（C-2）は、プラネタリギヤセットGの後側に配置することもできる。図6及び図7はこうした配置を採る第3実施形態をスケルトンと実際の断面構造で示す。

【0074】この形態では、図6のスケルトンを参照して明らかなように、第2のクラッチ（C-2）の後方への移設に伴い、入力軸11が変速機構の後端部まで達するため、中間軸が廃止されている。この場合の入力軸11の後端部は、図7に示すように、第1及び第2実施形態における中間軸後端部の支持と同様の方法で出力軸19の軸穴に支持されている。そして、第2のクラッチ（C-2）は、そのドラム52の後端部を入力軸11の後端側のフランジに固定され、片持ち状態に支持されている。クラッチ（C-2）の多板の摩擦材とセパレータプレートからなる摩擦部材53は、セパレータプレートをドラム52の内周に係合支持され、摩擦材の内周をハブ54の外周に係合支持されて、ドラム52とハブ54との間に配置され、ハブ54の前端がプラネタリギヤセットGのキャリアC3に固定されて片持ち状態に支持されている。クラッチ（C-2）の油圧サーボ5は、ドラム52の内側と入力軸11の外周をシリンダ50とし、

それに軸方向摺動自在に嵌挿されたピストン51と、入力軸11に軸方向止めされたキャンセルプレートと、ピストン51とキャンセルプレートとの間に配設されたリターンスプリングとを備えた構成とされている。

【0075】この第3実施形態では、入力軸11内に1本の油路が通され、この油路が第2のクラッチ（C-2）の位置での閉栓により前後に分割され、前側の油路が潤滑用油路11b、後側の油路が第2のクラッチ（C-2）への供給油路11aとされている。したがって、この場合、出力軸19内の油路は、変速機ケース10の後端壁部10rの油路L2を経て、図示しないバルブボディに連通されている。また、潤滑用油路11bはその前端部を、前側ボス部10aの図示しない油路を介してバルブボディに連通されている。

【0076】かくして、この第3実施形態では、クラッチの油圧サーボに油圧を供給する油路あるいは自動変速機全体に潤滑油を供給するための油路において、相対回転する部材の油路間での油の漏れを防ぐために配置されるシールリング数、及び軸内に重なって形成される油路の本数については、図7を見ても分かる通り、変速機のケース10の後端部から第2のクラッチ（C-2）の油圧サーボ5への油路中に配置されるシールリングが2組と1つ、変速機ケース10の円筒ボス部10a内に形成された油路から第1及び第3の油圧サーボに油圧を供給する油路にそれぞれ1組ずつ、そして、変速機のケース部10の円筒部10a内に形成された油路から入力軸11内に形成された潤滑油路に油圧を供給する油路中に1組（図示せず）配置されている。したがって、合計5組と1つのシールリングが配置されていることになる。また、軸内の油路は1本である。このように、本実施形態では、シールリングの数や軸内の油路を少なくすることができるので、動力伝達におけるロスが少なく、軸方向寸法の小さい自動変速機とすることができるという効果も得られる。また、第2のクラッチの油圧サーボ5の供給油路L2をケース10の後端部に設けたので、円筒ボス部10aの油路の集中を避けることができる。

【0077】以上の各実施形態は、本発明をFR車用の縦置き自動変速機の形態で具体化したものであるが、本発明は、フロントエンジン・フロントドライブ（FF）又はリアエンジン・リアドライブ（RR）車用の横置き自動変速機に適用することもできる。以下こうした形式の実施形態を説明する。

【0078】図8～図12は、トランスアクスルの形態を採る第4実施形態の横置き自動変速機を示す。図8はそのギヤトレインを、軸間を共通平面内に展開してスケルトンで示し、図9は端面からみた実際の軸位置関係を示す。この自動変速機は、互いに並行する主軸X、カウンタ軸Y、デフ軸Zの各軸上に各要素が配設された3軸構成とされている。そして、主軸X上の入力軸11の周りに、前記各実施形態の場合と同様の構成の4つの変速

要素S2、S3、C2(C3)、R3を有するプラネタリギヤセットGと、減速プラネタリギヤG1と、3つのクラッチ(C-1、C-2、C-3)が配置され、前記各実施形態の場合と若干異なり、2つのブレーキ(B-1、B-2)と1つのワンウェイクラッチ(F-1)が配置された構成を備える。

【0079】この自動変速機の場合も、プラネタリギヤセットGの第1の変速要素としての小径サンギヤS3が第1のクラッチ(C-1)により減速プラネタリギヤG1を介して入力軸11に連結され、第2の変速要素としての大径サンギヤS2が第3のクラッチ(C-3)により減速プラネタリギヤG1を介して入力軸11に連結されるとともに第1のブレーキ(B-1)によりケース10に係止可能とされ、第3の変速要素としてのキャリアC2(C3)が第2のクラッチ(C-2)により入力軸11に連結されるとともに、前記各実施形態における第2のブレーキ(B-3)とワンウェイクラッチ(F-2)に相当するブレーキ(B-2)とワンウェイクラッチ(F-1)によりケース10に係止可能とされ、第4の変速要素としてのリングギヤR3が出力要素としてカウンタドライブギヤ19'に連結されている。この実施形態では、前記各形態におけるワンウェイクラッチ(F-1)と、それに直列のブレーキ(B-2)に相当する係合要素が廃止されているが、この変更は、縦置きに比べて著しく軸長の制約を受けることによる。

【0080】以下、この実施形態のギヤトレインを前記各実施形態との相違点を主に更に詳細に説明する。主軸X上には、図示しないエンジンの回転を入力軸11に伝達するロックアップクラッチ付のトルクコンバータ4が配置されている。カウンタ軸Y上には、主軸X側からの出力を反転させてディファレンシャル装置3に伝達すべくカウンタドライブギヤ19'に噛合するアイドルギヤ2が配置されている。デフ軸Z上には、アイドルギヤ2に噛合するデフリングギヤ31がデフケース32に固定して設けられ、デフケース32中に配置された差動歯車の差動回転が左右軸30に出力され、最終的なホイール駆動力とされる構成が採られている。

【0081】プラネタリギヤセットGと減速プラネタリギヤG1の構成及びそれらと各係合要素との連結関係は、上記のように前記実施形態の場合と同様である。したがって、この変速機により達成される変速段も前記各形態の場合と実質同様となる。図10は各クラッチ及びブレーキの係合及び解放(○印で係合、括弧付の○印でエンジンブレーキ時のみの係合、無印で解放を表す)で達成される変速段を図表化して示す。また、図11は各クラッチ及びブレーキの係合(●印でそれらの係合を表す)により達成される変速段と、そのときの各変速要素の回転数比との関係を速度線図で示す。この場合の各変速段での動力伝達は、先の第1実施形態における説明から、上記係合図表を参照して容易に類推可能であるの

で、冗長を避けるべく説明を省略する。

【0082】この実施形態により達成される各変速段についても、図11の速度線図上で、リングギヤR2、R3の速度比を示す○印の上下方向の間隔を参照して定性的にわかるように、各変速段に対して比較的等間隔の良好な速度ステップとなる。この関係を具体的に数値を設定して、定量的に表すと、図10に示すギヤ比及びステップとなる。この場合のギヤ比は、減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1とリングギヤR1の歯数比 $\lambda 1 = 4$

4/78、プラネタリギヤセットGの大径サンギヤ側のサンギヤS2とリングギヤR2(R3)の歯数比 $\lambda 2 = 36/78$ 、小径サンギヤ側のサンギヤS3とリングギヤR3の歯数比 $\lambda 3 = 30/78$ に設定すると、入出力ギヤ比は、

第1速(1ST) : $(1 + \lambda 1) / \lambda 3 = 4.067$

第2速(2ND) : $(1 + \lambda 1)(\lambda 2 + \lambda 3) / \lambda 3(1 + \lambda 2) = 2.354$

第3速(3RD) : $1 + \lambda 1 = 1.564$

第4速(4TH) : $(1 + \lambda 1) / (1 + \lambda 1 - \lambda 1 \cdot \lambda 3) = 1.161$

第5速(5TH) : $(1 + \lambda 1) / (1 + \lambda 1 + \lambda 1 \cdot \lambda 2) = 0.857$

第6速(6TH) : $1 / (1 + \lambda 2) = 0.684$

後進(REV) : $-(1 + \lambda 1) / \lambda 2 = 3.389$

となる。そして、これらギヤ比間のステップは、

第1・2速間 : 1.73

第2・3速間 : 1.51

第3・4速間 : 1.35

第4・5速間 : 1.35

第5・6速間 : 1.25

となる。

【0083】次に、図12は自動変速機の構成を具体的に模式的断面で示す。先にスケルトンを参照して説明した各構成要素については、同じ参照符号を付して説明に代えるが、スケルトンから参照し得ない細部について、ここで説明する。

【0084】変速機構を収容するケース10は、その前壁10fからケース内方へ延びる前側ボス部10aと、後壁10rからケース内方へ延びる後側ボス部10bを備え、それら両ボス部の内周で入力軸11の前後端部をベアリングを介して支持している。この形態では、前側ボス部10aに、ボス部内周に開口する潤滑供給油路L4が形成され、後側ボス部10bに、ボス部外周に開口する2つのサーボ圧油路L1、L3が形成され、ボス部内で入力軸11の軸端に対向して開口する1つのサーボ圧油路L2が形成されている。

【0085】入力軸11は、後側支持部に隣接させてフランジ11cを形成され、内部に軸方向に3分割された軸内油路を形成されている。これら油路のうち、前部の軸内油路は、トルクコンバータに対するセカンダリ圧の

給排に用いられ、中間部の軸内油路 11b は、潤滑油路 L4 に連通されて潤滑圧の供給に用いられ、後部の軸内油路 11d はケース内油路 L2 に連通されてサーボ圧すなわちライン圧の給排に用いられるものであり、したがって、潤滑油路 11b は、前側ボス部 10a と後側ボス部 10b との間に形成された多数の径方向油孔を介して入力軸 11 の回転による遠心力により潤滑油を放出すべく入力軸 11 の軸周に開口している。

【0086】次に、プラネタリギヤセット G は、入力軸 11 の前部に両サンギヤ S2、S3 を、ベアリングを介して入力軸 11 に支持されたトルク伝達部材 13 の外周にベアリングを介して支持された形態で位置決め支持されている。プラネタリギヤセット G の第 1 の変速要素としてのサンギヤ S3 は、連結部材 14 により第 1 のクラッチ (C-1) のハブ 64 に連結されている。また、第 2 の変速要素としてのサンギヤ S2 は、第 3 のクラッチ (C-3) のハブ 74 に連結されている。そして、第 3 の変速要素としてのキャリア C2 (C3) は、トルク伝達部材 13 を介して第 2 のクラッチ (C-2) のハブ 54 に連結されている。更に、第 4 の変速要素としてのリングギヤ R2 (R3) は、その直前のカウンタドライブギヤ 19' に連結されている。

【0087】減速プラネタリギヤ G1 は、後側ボス部 10b の先端外周に反力要素としてのサンギヤ S1 を固定し、入力要素としてのリングギヤ R1 を入力軸 11 のフランジ 11c に連結させて、第 2 のクラッチ (C-2) の後方に配置されている。出力要素としてのキャリア C1 は、第 1 及び第 3 のクラッチの油圧サーボ 6、7 に共通のシリンダ 60 に連結されている。

【0088】次に、第 1 及び第 3 のクラッチ (C-1、C-3) の油圧サーボ 6、7 は、減速プラネタリギヤ G1 の後側に配置され、変速機ケースの後側ボス部 10b の外周に回転自在に支持された共通のシリンダ 60 と、シリンダ 60 の内側に嵌挿された第 1 のピストン 61 と、外側に被蓋された第 2 のピストン 71 を備え、共通のシリンダ 60 は、拡張延長されて第 1 のクラッチのドラム 62 を構成し、第 2 のピストン 71 も同様に拡張延長されて、他方の第 3 のクラッチのドラム 72 を構成している。そして、これら両ドラム 62、72 は、スプライン係合で相互にトルク伝達可能に連結されている。要するに、第 1 及び第 3 のクラッチの油圧サーボ 6、7 は、それらを構成するシリンダ 60 を共通とし、シリンダ 60 の内側に嵌挿された一方のピストン 61 と、外側に被蓋された他方のピストン 71 とを有し、それら両ピストンの作動方向を互いに逆向きとする背中合わせの油圧サーボとされて、組み合わせによる油圧サーボのコンパクト化が図られている。以下、この組み合わせ構成を、第 3 クラッチ配置と略称する。なお、この形態でも、各油圧サーボは、キャンセルプレートとリターンズプリングを備えている。

【0089】第 1 のクラッチ (C-1) の摩擦部材 63 は、内周側をハブ 64 にスプライン係合させ、外周側をドラム 62 にスプライン係合させた多板の摩擦材とセパレータプレートから構成され、ドラム 62 の先端に固定されたバックギングプレートと、油圧サーボ 6 内への油圧の供給によりシリンダ 60 から押し出されるピストン 61 とで挟持されるクラッチ係合作動により、ドラム 62 からハブ 64 にトルクを伝達する構成とされている。

【0090】第 3 のクラッチ (C-3) の摩擦部材 73 は、内周側をハブ 74 にスプライン係合させ、外周側をドラム 72 にスプライン係合させた多板の摩擦材とセパレータプレートから構成され、ドラム 72 の先端に固定されたバックギングプレートと、油圧サーボ 7 内への油圧の供給によりシリンダ 60 から押し出されるピストン 71 とで挟持されるクラッチ係合作動により、ドラム 72 からハブ 74 にトルクを伝達する構成とされている。そして、第 1 及び第 3 のクラッチの摩擦部材 63、73 は、軸方向に並べて互いに隣接配置されている。

【0091】第 2 のクラッチ (C-2) は、その油圧サーボ 5 も含めて減速プラネタリギヤ G1 の前側、すなわちプラネタリギヤセット G と減速プラネタリギヤ G1 の間に配置され、その油圧サーボ 5 は、内周側を入力軸 11 のフランジ部 11c に固定されて入力軸 11 の外周に配置され、外周側を拡張延長してドラム 52 とされたシリンダ 50 と、シリンダ 50 に内包されたピストン 51 と、遠心油圧のキャンセルプレートと、リターンズスプリングとで構成されている。

【0092】第 2 のクラッチ (C-2) の摩擦部材 53 は、内周側をハブ 54 にスプライン係合させ、外周側をドラム 52 にスプライン係合させた多板の摩擦材とセパレータプレートから構成され、ドラム 52 の先端に固定されたバックギングプレートと、油圧サーボ 5 内への油圧の供給によりシリンダ 50 から押し出されるピストン 51 とで挟持されるクラッチ係合作動により、ドラム 52 からハブ 54 にトルクを伝達する構成とされている。そして、摩擦部材 53 は、両摩擦部材 63、73 の内周側に配置されている。

【0093】また、第 1 のブレーキ (B-1) はバンドブレーキとされ、そのブレーキバンド 81 は、第 3 のクラッチ (C-3) のハブ 74 に連結されたブレーキドラム 82 を締めつける構成とされている。これにより、第 1 のブレーキ (B-1) は、軸方向スペースを要せず、しかも径方向寸法をほとんど増加させずに配置されることになる。なお、このバンドブレーキの油圧サーボは、ブレーキバンド 81 と同じ軸方向位置で、ブレーキドラム 82 に対して接線方向に延びるものであるため、図示を省略している。

【0094】第 2 のブレーキ (B-2) は、各クラッチと同様に多板構成とされ、その油圧サーボ 9 と摩擦部材 93 は、プラネタリギヤセット G の外周側に、ワンウェ

10

20

30

40

50

イクラッチ F-1 と並べて配置され、ブレーキのハブ 9 4 とワンウェイクラッチのインナレースがキャリア C 2 (C 3) に連結されている。特に第 2 のブレーキ (B-2) の油圧サーボ 9 は、ラビニヨ形式のプラネタリギヤセット G のリングギヤを欠く部位に径方向にラップさせて配置されている。

【0095】カウンタドライブギヤ 19' は、ケース 10 の前側ボス部 10 a の外周にベアリング 12 を介して支持され、変速機構の前端に配置されている。この構成は、カウンタドライブギヤ 19' が格別のサポートをケ

ース 10 に設けずに支持された構成となることで、ケ

ース 10 の軽量化の利点をもたらしている。

【0096】第 2 のクラッチの油圧サーボ 5 は、入力軸 11 に形成された軸内油路 11 d を介して、ケース 10 の後端部に形成されたケース内油路 L 2 に連通されている。なお、図示されていないが、ケース内油路 L 2 は、周知のように、油圧制御装置のバルブボディのライン圧油路に接続されている。一方、第 1 及び第 3 のクラッチの油圧サーボ 6, 7 は、ボス部 10 b に形成された 2 つのケース内油路 L 1, L 3 に連通され、これら 2 つの油路は、油圧サーボ 6, 7 とボス部 10 b との間の相対回転部に介挿された一組ずつのシールリング 67, 77 により漏れ止めされている。同様に、2 つのケース内油路 L 1, L 3 も油圧制御装置のバルブボディのライン圧油路に接続されている。

【0097】上記のように、第 2 のクラッチの油圧サーボ 5 に連通された 1 つの油路 11 d は、ケース 10 の後端部の後側ボス部 10 b の内周と入力軸 11 の後端部外周との間に介挿された 1 つのシールリング 11 e で漏れ止めされている。このように、第 2 のクラッチ (C-2) について、その油圧サーボ 5 を、入力軸 11 の外周に固定し、入力軸 11 に形成された軸内油路 11 d を介してケース 10 の後側ボス部 10 b に形成された油路 L 2 に連通された構成を採っているため、油路の漏れ止めを、入力軸 11 のケース 10 への支持部で単一かつ小径のシールリング 11 e で行うことができるようになり、通常、1 つの油路が相対回転部を通る部位を漏れ止めするのに一組のシールリングが必要とされるのに対して、シールリング数を削減している。したがって、この構成によるシールリング数の削減と、シールリング径が小径であることで、摺動抵抗が低減され、変速機の伝動効率

が向上する。

【0098】また、他の 2 つのクラッチである第 1 及び第 3 のクラッチ (C-1, C-3) について、減速プラネタリギヤ G 1 の支持のために設けられるケース 10 から延長されたボス部 10 b を利用してそれらの油圧サーボ 6, 7 を配置することで、供給油路 L 1, L 3 が相対回転部を通る部位を 1 箇所ずつとすることができるため、油路の漏れ止めを、通常最低限必要とされる一組ずつのシールリング 67, 77 で行うことができ、それに

より第 1 ~ 第 3 のクラッチの油圧サーボ 5, 6, 7 を含めた全体の油路 L 1 ~ L 3 の漏れ止めのためのシールリング数を最低限に抑えている。

【0099】更に、入力軸 11 は、軸内油路 11 d の前方に潤滑油路 11 b を形成され、入力軸 11 の軸周でケース 10 の前端部の前側ボス部 10 a に形成された油路 L 4 に連通されている。この構成は、入力軸 11 を第 2 のクラッチの油圧サーボ 5 への油圧供給に用いているにも拘わらず、プラネタリギヤセット G への潤滑油の供給も同じ入力軸 11 を用いて、しかも油圧サーボ 5 への軸内油路 11 d と、潤滑油路 11 b とを入力軸 11 内で重ならせることなく行うことを可能としており、入力軸の小径化がなされている。こうした入力軸 11 の小径化は、それに外嵌支持されるプラネタリギヤセット G のサンギヤ S 2, S 3 径の小径化に役立ち、ひいては最重量部材であるプラネタリギヤセット G 全体のコンパクト化による変速機の軽量化に役立っている。

【0100】次に、図 13 は第 3 クラッチ配置を用いた第 4 実施形態に対して各要素を実質上前後逆転させて配置した第 5 実施形態を模式化した断面で示す。この場合、第 4 実施形態においてケース 10 の後側ボス部 10 b に配置された減速プラネタリギヤ G 1 と第 1 及び第 3 のクラッチ (C-1, C-3) の両油圧サーボ 6, 7 は、前側ボス部 10 a に移設され、その順序、向きともに逆転され、代わって、カウンタドライブギヤ 19' が後側ボス部 10 b に支持されている。この配置の逆転に伴い、入力軸 11 が第 2 のクラッチ (C-2) の配設部分で終端することになるので、前記第 1 実施形態と同様に、中間軸 12 を設けられている。そして、各油圧サーボへの供給油路も第 1 実施形態と同様とされる。すなわち、第 1 及び第 3 のクラッチの油圧サーボ 6, 7 への油圧供給は、ボス部 10 a のケース内油路 L 1, L 3 から行われ、第 2 のクラッチの油圧サーボ 6 への油圧供給は、同じくボス部 10 a のケース内油路 L 2 から入力軸 11 の軸内油路 11 a を通して行われ、中間軸内の潤滑油路 12 b への潤滑油圧の供給は、ボス部 10 b 内のケース内油路 L 4 から中間軸 12 の軸端を介して行われる。この場合に必要とされるシールリング数は、図に符号 57, 67, 77, 12 e で示すように、3 組と 1 個となり、第 1 実施形態の場合と同様である。なお、本発明の主題とする油圧供給とは直接関係しないが、カウンタドライブギヤ 19' を変速機構の後部に配置した関係上、カウンタドライブギヤ 19' の出力は、第 4 実施形態と異なり、減速機能を持つカウンタドリブンギヤとデフドライブピニオンギヤを経てディファレンシャル装置に伝達されることになる。

【0101】ところで、この横置式の構成の場合も、前記第 1 実施形態と第 2 実施形態の関係と同様に、第 3 クラッチ配置に対して第 2 のクラッチ (C-2) を減速プラネタリギヤから離して、プラネタリギヤセット G の後

側に配置する構成と採ることもできる。図14はこうした構成を採る第6実施形態を模式化した断面で示す。この場合、先の第5実施形態に対して、プラネタリギヤセットGが第2のクラッチ(C-2)の分だけ前方に移設され、その分の後側スペースに第2のクラッチ(C-2)が、その油圧サーボ50のシリンダ開口をプラネタリギヤセットG側に向けて配置されている。そして、入力軸11は再び1本軸とされる。

【0102】こうした配置を採っても、第1及び第3のクラッチの油圧サーボ6、7のための油路L1、L3を前側ボス部10aに設けることで、これらの油路を加えてボス部10aの油路数が潤滑油路L4と合わせて3本となるため、ボス部10a外径の若干の拡張に伴うシールリング径の大径化は避けられないものの、これらの油路の漏れ止めのためのシールリング数は同じにすることができる。また、第2のクラッチの油圧サーボ5のための油路L2、11aについては、軸周シール11eが1個のみで足りる。

【0103】次に図15は、第7実施形態を示す。この形態は、上記第6実施形態に対して全て逆向きの構成と採ったものである。この場合、第2のクラッチの油圧サーボ5への供給油路L2、11aと、潤滑油圧の供給油路L4、11bの関係が、第6実施形態に対して入れ替わっている。

【0104】次に図16は、第8実施形態を示す。この形態は、上記第7実施形態に対して第2のクラッチ(C-2)とカウンタドライブギヤ19'の配置を入れ替えたものである。この実施形態において、他の形態と大きく異なる点は、第2のクラッチの油圧サーボ5を入力軸11のフランジに回転不能に連結支持した上で、前側ボス部10aの外周に配置した点にある。すなわち、油圧サーボ5のシリンダ50を構成するドラム52の内周をボス部10aの外周に配置することで、油圧サーボ5のシリンダ50への油圧供給が、ケース内油路L2から入力軸11を介することなく直接行われる構成が採られている。

【0105】また、この配置では、カウンタドライブギヤ19'が変速機構の中間部に位置するため、変速機ケース10の前端壁10fと後端壁10rとの間にサポート10sを設けて、その内周にベアリング12を介して支持されている。そして、変速機構がサポート10sを挟んで前後に分かれるため、第2のクラッチの出力側部材としてのハブ54をサポート10sの内周側でプラネタリギヤセットGのキャリアC3にスプライン係合連結している。また、カウンタドライブギヤ19'とプラネタリギヤセットGの出力要素としてのリングギヤR3との連結も、サポート10sの内周側でのスプライン係合連結としている。

【0106】次に図17は、第9実施形態を示す。この形態は、図13に示す前記第5実施形態に対して第2の

クラッチ(C-2)とカウンタドライブギヤ19'の位置を入れ替えたものである。この場合、カウンタドライブギヤ19'は変速機構の中央に設けたサポート10sに支持した中央配置とされている。このようにセンタサポート10sを設けた場合、サポート10sの外周側を第2のブレーキ(B-2)の油圧サーボに利用することがコンパクト化の上で有効であるので、第2のブレーキ(B-2)については、ワンウェイクラッチ(F-1)に対する位置関係をも含めて、油圧サーボ9と摩擦部材93の向きを反転させて配置している。そして、この変更により生じるプラネタリギヤセットGの外周のスペースに第2のクラッチ(C-2)の摩擦部材53を重合させることで、センタサポート配設分の軸長の増加を相殺している。

【0107】この配置においては、第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ5が変速機構の最後部に位置する配置となるため、軸長の短縮の意味で、シールリング11eは、入力軸11の後端部をケース10の後側ボス部10bに支持するベアリング15に対して内外周位置関係に配置されている。この第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ5の最後部への配置は、入力軸11内の第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ5への油路11aを、実質上潤滑油路11bの形成に影響しない長さとするため、入力軸11内の潤滑油路長を十分に確保して、変速機構各部の潤滑を万遍なく行うことができる点を利点とする。

【0108】次に図18は、第10実施形態を示す。この形態は、図12に示す第3クラッチ配置を用いた第4実施形態に対して、第1及び第3のクラッチ(C-1、C-3)の連結関係のみ第1実施形態で用いた第1クラッチ配置に置き替えたものである。ただし、この形態では、変速機軸長の一層の短縮のために、第1及び第3のクラッチ(C-1、C-3)の摩擦部材63、73を油圧サーボ6の外周側に寄せ、第2のクラッチ(C-2)の摩擦部材53を大径化し、かつ構成枚数を減らして自身の油圧サーボ5の外周側に配置することで、変速機の軸長の一層の短縮が図られている。この場合の各油圧の供給は、第4実施形態の場合と同様である。

【0109】次に図19は、第11実施形態を示す。この形態は、上記第10実施形態に対してカウンタドライブギヤ19'の位置を変速機構中央部に移動させたものである。この形成の場合、プラネタリギヤセットGが変速機構の最前部に位置する配置となるため、前側ボス部はなくされ、潤滑用油路11bへの油圧の供給は、前端壁10fのケース内油路L4から直接なされるようにしている。また、第2のブレーキ(B-2)とワンウェイクラッチ(F-1)の向きは逆向きとされ、ブレーキの油圧サーボ9は、前端壁10fに内蔵された構成とされている。

【0110】次に図20は、第12実施形態を示す。こ

の形態は、上記第 1 実施形態に対して第 2 のクラッチ（C-2）を前側に移動させたものである。この配置では、第 2 のクラッチの油圧サーボ 5 については、図 16 に示す第 8 実施形態と同様の配置とされている。

【0111】次に図 21 は、第 13 実施形態を示す。この形態では、上記第 12 実施形態に対して全て逆転させた配置が採られている。なお、この形態では、第 2 のブレーキ（B-2）の油圧サーボ 9 は、変速機ケース 10 の後端壁部 10r に内蔵させた構成とされている。この形態の場合、前側円筒部 10a 内に第 1 及び第 3 のクラッチ（C-1、C-3）の油圧サーボへの供給油路 L1、L3、後側円筒部 10b 内に第 2 のクラッチ（C-2）の油圧サーボへの供給油路 L2 と潤滑用の供給油路 L4 がそれぞれ 2 本ずつ配置される構成となるので、油路をバランス良く分散させることができる効果が得られる。

【0112】次に図 22 は、第 14 実施形態を示す。この形態は、上記第 13 実施形態に対してカウンタドライブギヤ 19' の位置を後方に移動させたものである。

【0113】次に図 23 は、第 15 実施形態を示す。この形態で、上記第 14 実施形態に対してカウンタドライブギヤ 19' を更に後方として、変速機構の最後部に置いている。

【0114】最後に、図 24 は第 16 実施形態を示す。この形態は、図 21 に示す第 13 実施形態に対して第 2 のクラッチ（C-2）の位置をサポート 10s の前方に移動させたものである。なお、この形態の場合、プラネタリギヤセット G が変速機構の最後部に位置することになるため、ケース後端壁部 10r のボス部 10b は本来不要となるが、軸長短縮の意味で、中間軸 12 の後端側を支持するベアリングと、中間軸 12 の軸周シール 12e を径方向にラップさせるべく、ごく短いボス部 10b が設けられている。

【0115】以上、本発明をプラネリギヤセットをラビニヨ式としたものについて例示し、構成要素の配置並びに連結関係を変更した実施形態を挙げて詳説したが、プラネリギヤセットをシンプルプラネタリギヤとダブルプラネタリギヤとの組み合わせ、又はダブルプラネタリギヤ同士の組み合わせとしても、それらの連結関係の工夫により比較的良好なギヤ比ステップが得られる。本発明は、こうしたギヤトレインに適用しても同様の効果を発揮するものである。したがって、本発明は、これら実施形態に限定されるものではなく、特許請求の範囲の個々の請求項に記載の事項の範囲内で種々に具体的な構成を変更して実施することができるものである。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明を適用した自動変速機の第 1 実施形態の全体構成を示すスケルトン図である。

【図 2】第 1 実施形態のギヤトレインの作動及び達成されるギヤ比並びにギヤ比ステップを示す図表である。

【図 3】第 1 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図 4】第 1 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【図 5】第 2 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【図 6】第 3 実施形態の全体構成を示すスケルトン図である。

【図 7】第 3 実施形態の全体断面図である。

【図 8】本発明を横置きトランスアクスルに適用した第 4 実施形態の全体構成を示すスケルトン図である。

【図 9】第 4 実施形態の軸配置を示す配置図である。

【図 10】第 4 実施形態のギヤトレインの作動及び達成されるギヤ比並びにギヤ比ステップを示す図表である。

【図 11】第 4 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図 12】第 4 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【図 13】第 5 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【図 14】第 6 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【図 15】第 7 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【図 16】第 8 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【図 17】第 9 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【図 18】第 10 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【図 19】第 11 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【図 20】第 12 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【図 21】第 13 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【図 22】第 14 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【図 23】第 15 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【図 24】第 16 実施形態のギヤトレインを示す模式的断面図である。

【符号の説明】

G プラネタリギヤセット

G1 減速プラネタリギヤ

S1 サンギヤ（1 要素）

S2 大径サンギヤ（第 2 の変速要素）

S3 小径サンギヤ（第 1 の変速要素）

C1 キャリア（出力要素）

C2、C3 キャリア（第 3 の変速要素）

R 3 リングギヤ (第4の変速要素)

C-1 第1のクラッチ

C-2 第2のクラッチ

C-3 第3のクラッチ

B-1 第1の係止手段

B-2, B-3 第2の係止手段

L 1, L 2, L 3 供給油路

5, 6, 7 油圧サーボ

11 入力軸

10 a, 10 b ポス部

10 f, 10 r ケース壁

* 11 a 油路

1-1 b 潤滑用油路

11 e シールリング

19 出力軸 (出力部材)

19' カウンタドライブギヤ (出力部材)

19 a 油路

50, 60, 70 シリンダ

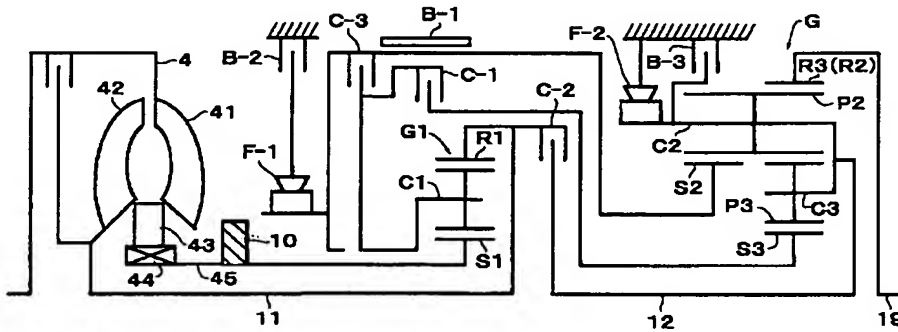
51, 61, 71 ピストン

52, 62, 72 クラッチドラム

10 54, 64, 74 ハブ

*

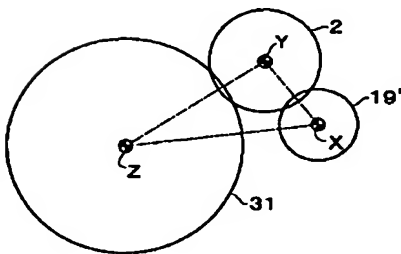
【図1】



【図2】

	C-1	C-2	C-3	B-1	B-2	B-3	F-1	F-2	ギヤ比	ステップ
P										
R			○			○			3.394	
N										
1st	○					△		○	4.148	1.75
2nd	○			△	○		○		2.370	1.52
3rd	○		○		●				1.658	1.35
4th	○	○			●				1.155	1.34
5th		○	○		●				0.859	1.25
6th		○		○	●				0.688	

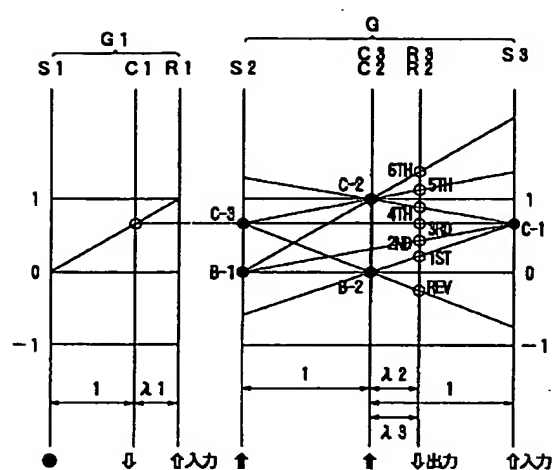
【図9】



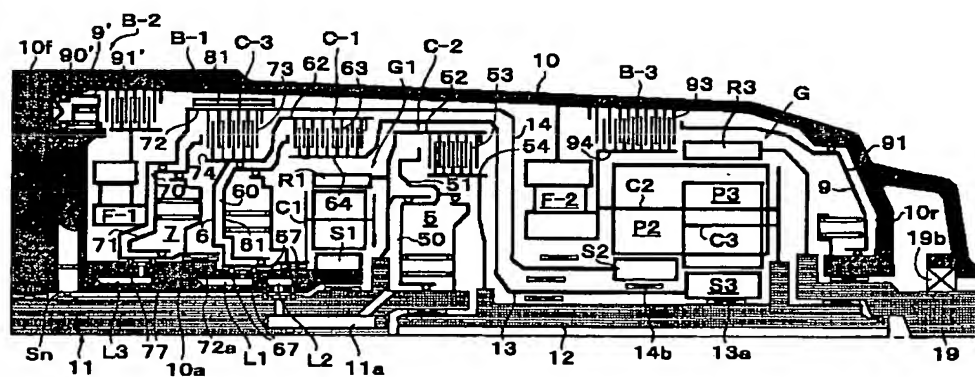
【図10】

	C-1	C-2	C-3	B-1	B-2	F-1	ギヤ比	ステップ
P								
REV			○		○		3.389	
N								
1ST	○				(○)	○	4.057	1.73
2ND	○			○			2.354	1.51
3RD	○		○				1.564	1.35
4TH	○	○					1.151	1.35
5TH		○	○				0.857	1.25
6TH		○		○			0.684	

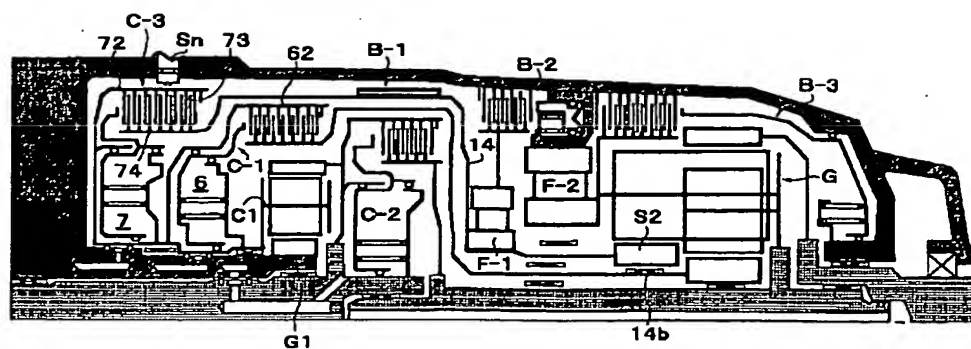
【图 1-1】



【图 4】

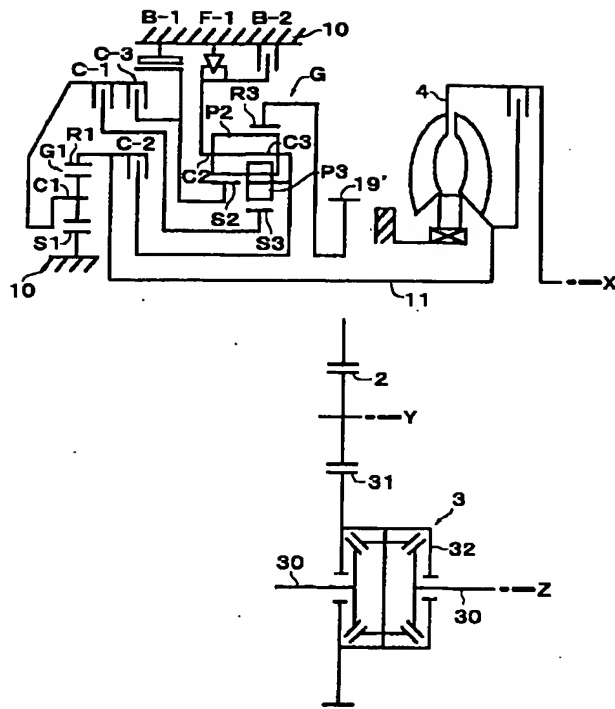


【図 5】

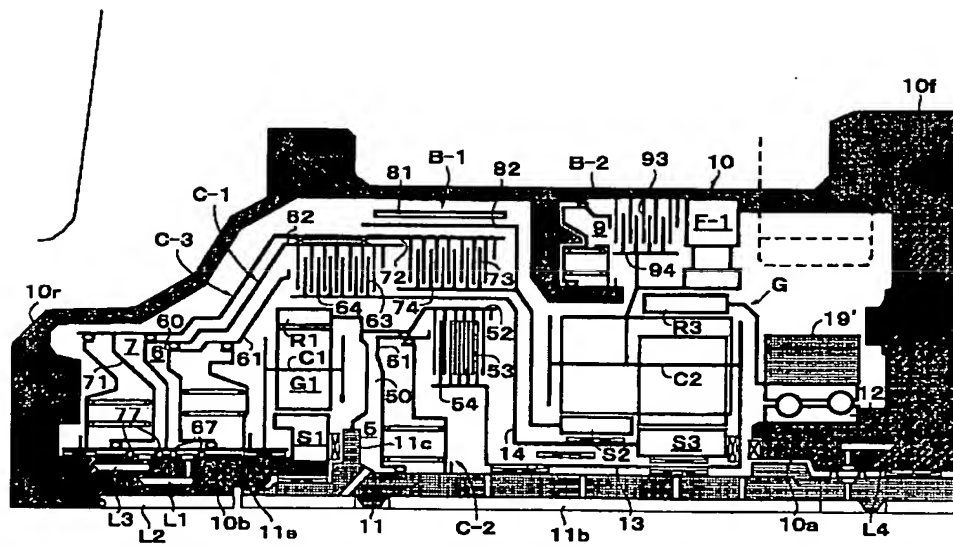


[illegible]

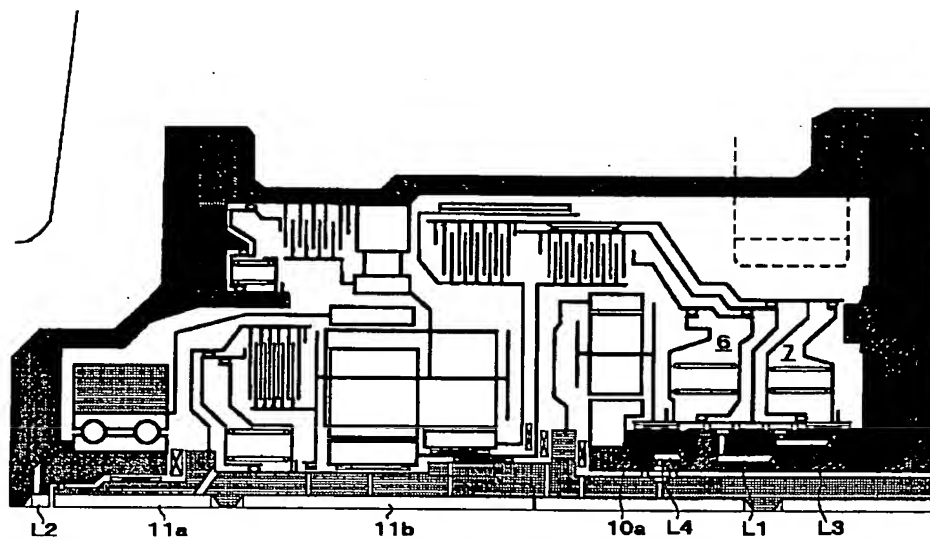
【図8】



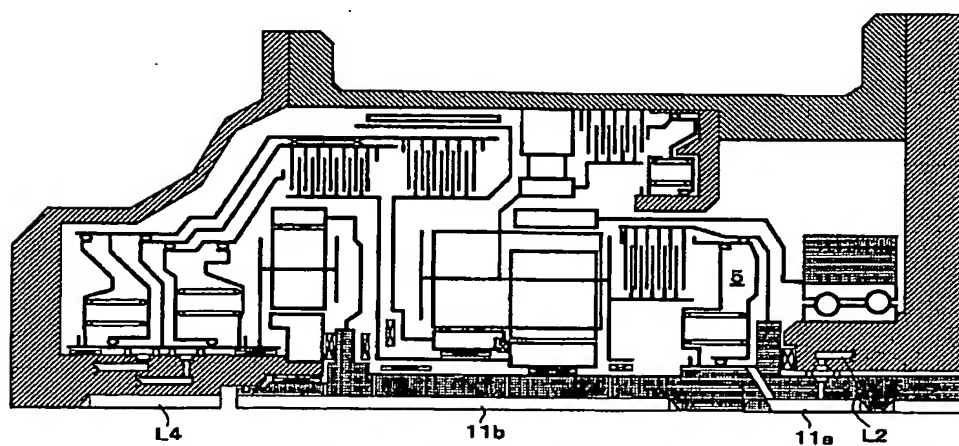
【図12】



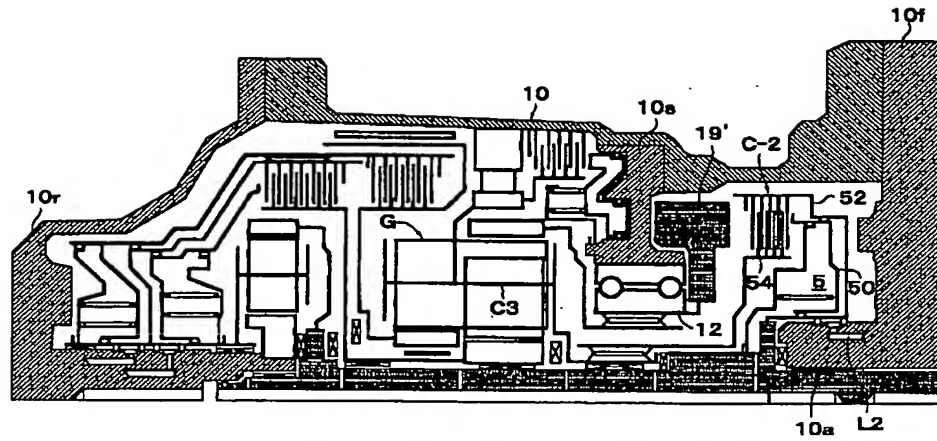
【図14】



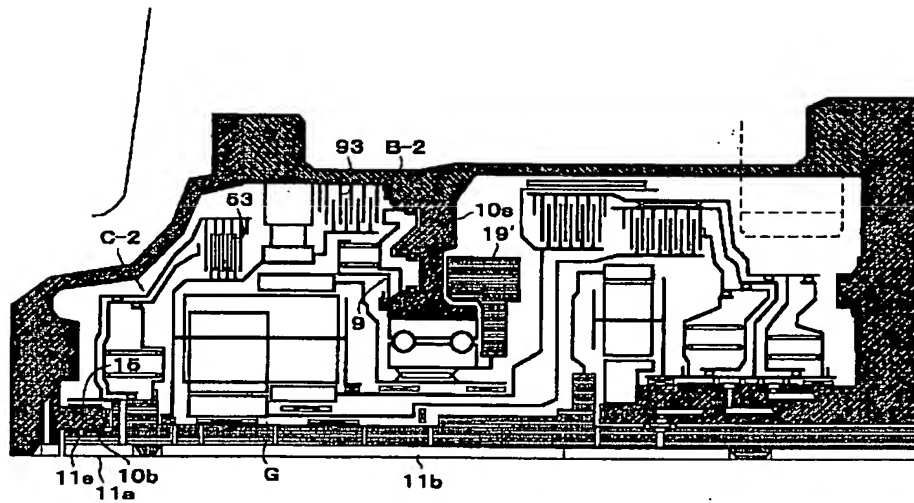
【図15】



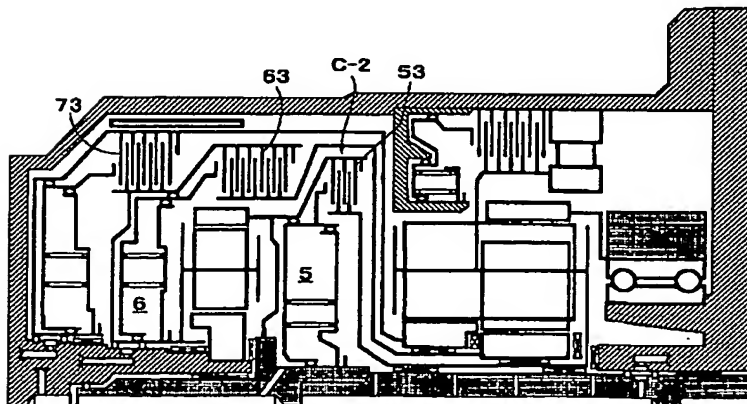
【図16】



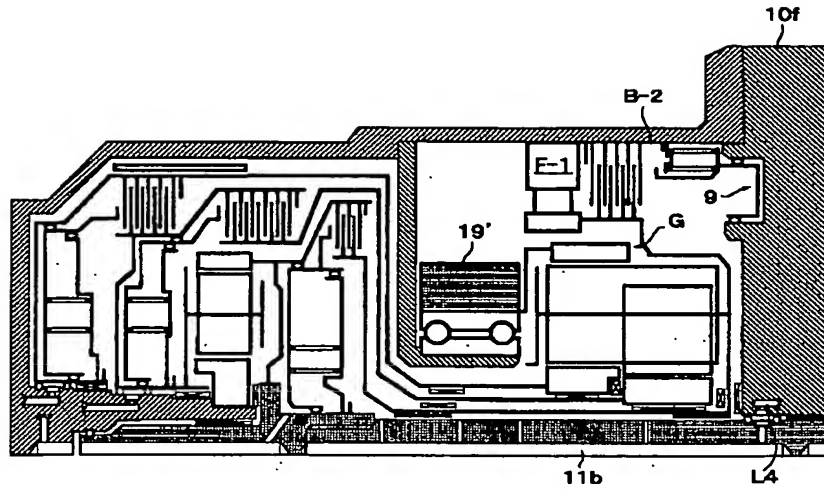
【図17】



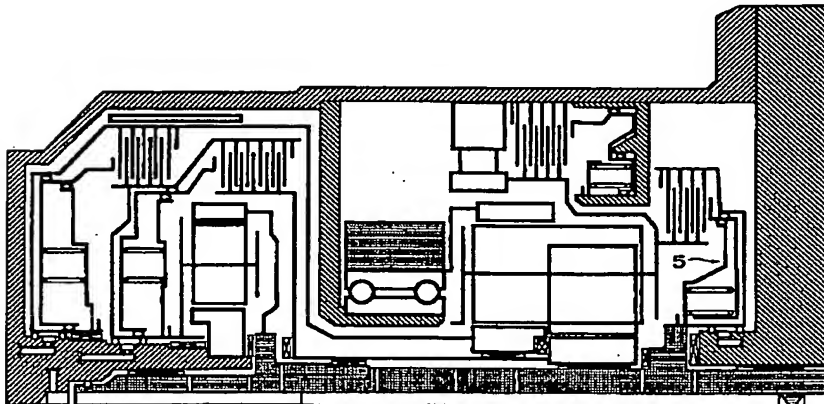
【図18】



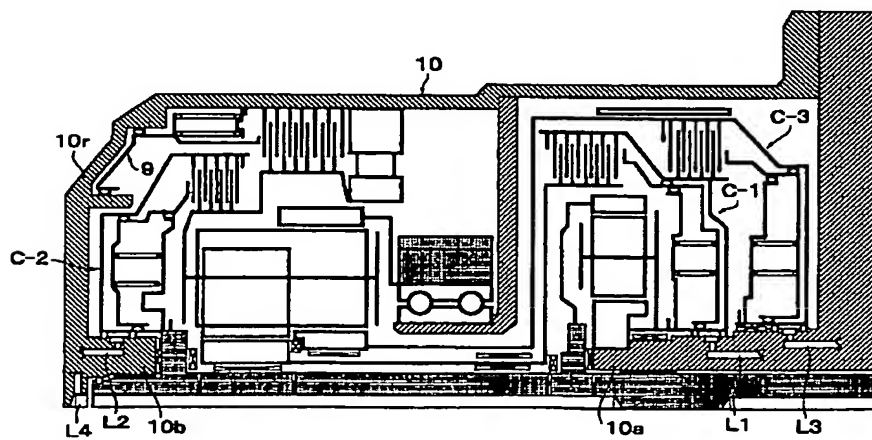
【図19】



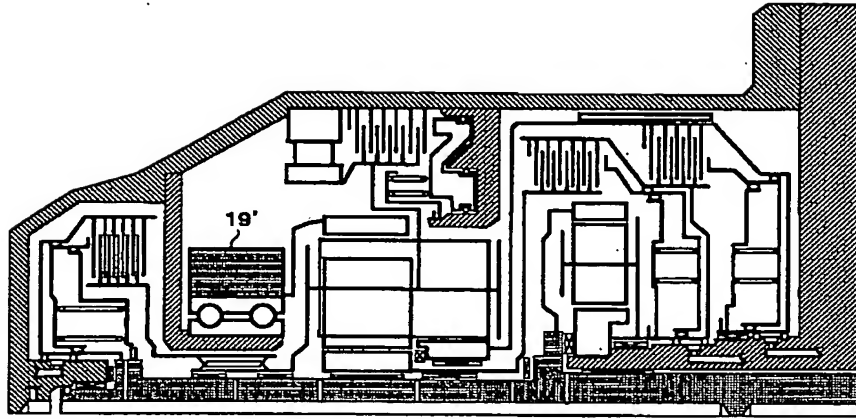
【図20】



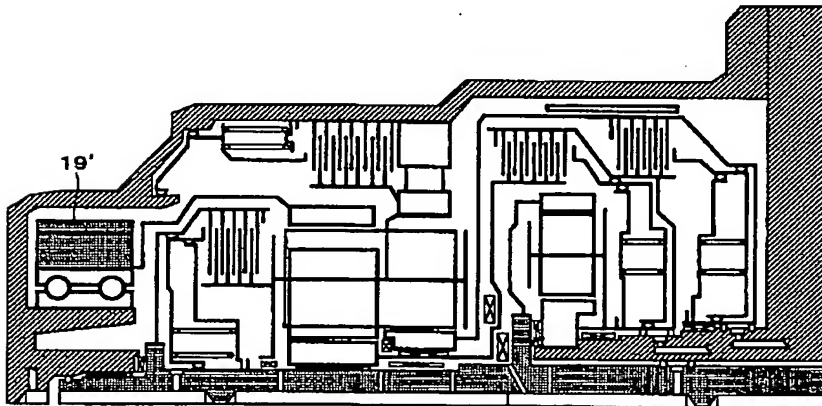
【図21】



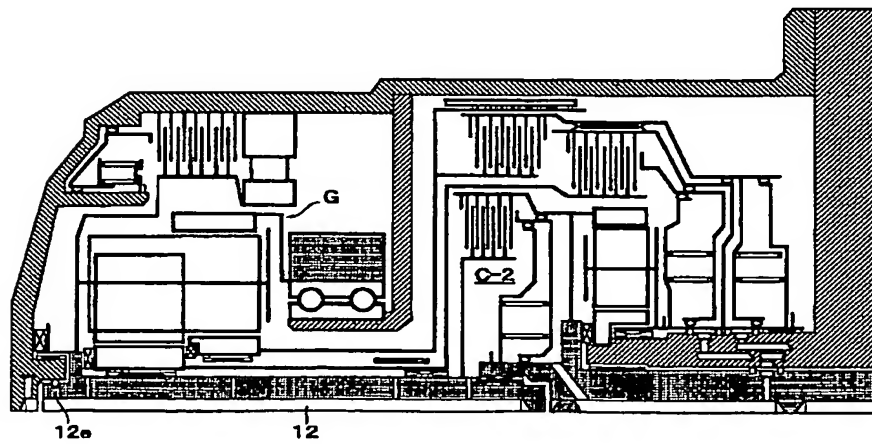
【図22】



【図23】



【図24】



フロントページの続き

(72)発明者 糟谷 悟
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ
ン・エイ・ダブリュ株式会社内
(72)発明者 加藤 博
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ
ン・エイ・ダブリュ株式会社内
(72)発明者 西田 正明
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 後藤 健次
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ
ン・エイ・ダブリュ株式会社内
(72)発明者 稲垣 知親
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ
ン・エイ・ダブリュ株式会社内
Fターム(参考) 3J028 EA27 EB08 EB13 EB31 EB33
EB35 EB37 EB54 EB62 EB66
FA06 FB03 FC13 FC17 FC20
FC24 FC62 GA01 HA14

This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning Operations and is not part of the Official Record.

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☒ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.